OBOSEALA MATERIALELOR ŞI MECANICA RUPERII

- LABORATOR 1 -

DETERMINAREA LIMITEI LA OBOSEALĂ PRIN SOLICITAREA DE ÎNCOVOIERE PLANĂ DUPĂ UN CICLU ALTERNANT-SIMETRIC

1.1. Încercarea după un ciclu alternat simetric

Limita la oboseală sau rezistența la oboseală este o caracteristică mecanică ce se determină pe cale experimentală. Materialul unei piese aflate în exploatare şi care este supusă variabilității ciclice a sarcinilor mecanice, se poate degrada în timp prin diferite mecanisme. Astfel, chiar dacă tensiunile introduse sunt mai mici decât limita de curgere, se poate ajunge la amorsarea unei microfisuri, propagarea acesteia şi, în final, la ruperea respectivei piese. Dacă o anumită componentă este solicitată ciclic, variația tensiunilor în fiecare punct poate avea un anumit aspect. Ciclurile de solicitare referitoare la variația în timp, ciclică a tensiunilor, pot fi: oscilante (pozitiv-negativ), pulsante (pozitiv-negativ), alternante (preponderent pozitiv-preponderent negativ), şi alternant simetrice. Se cunoaşte faptul că ciclurile care produc cele mai mari deteriorări ale materialului (la aceeaşi valoare a tensiunii maxime sau minime) sunt cele alternant-simetrice. Astfel, dacă o componentă este proiectată să reziste la valoarea maximă a tensiunii funcționând după un ciclu alternant-simetric, ea va rezista şi dacă în exploatare va funcționa după un alt tip de ciclu, cu condiția să nu se depăşească limita la oboseală determinată prin încercarea după un ciclu alternat-simetric. Din acest motiv, majoritatea încercărilor la oboseală se fac după un ciclu alternat-simetric. De altfel, majoritatea datelor furnizate de către producătorii de materiale, privitoare la limita la oboseală sunt prezentate tot pentru încercarea după un ciclu alternant-simetric*, figura 1.1.* Un astfel de ciclu este caracterizat prin următoarele:

- Tensiunea maximă este mai mare decât zero;
- Tensiunea minimă este egală în valoarea absolută cu tensiunea maximă: $0>\sigma_{min}=-\sigma_{max}$;
- Valoarea tensiunii medii este egală cu zero;
- Valoarea coeficientului de asimetrie a ciclului de solicitare este:

$$R=\sigma_{min}/\sigma_{max}=-1$$

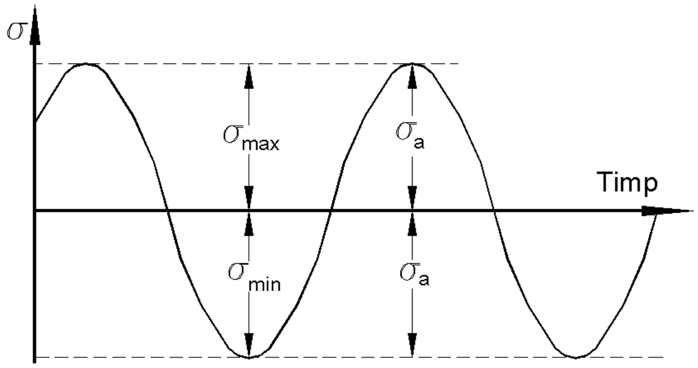


Fig. 1.1. Solicitare alternant-simetrică - tensiunile minimă şi maximă au aceeaşi valoare dar sunt de semn contrar

1.2. Particularitățile solicitării prin încovoierea plană de oboseală

Prin încovoierea rotativă, în afară de punctele aflate pe axa geometrică a barei **toate celelalte puncte** ale unei probe trec, succesiv, prin etapele solicitării descrise de figura 1: tensiunea maximă, tensiune zero, tensiune minimă, etc. Prin încovoierea plană numai punctele aflate la distanța cea mai mare de planul neutru al secțiunii ating tensiunile maximă şi minimă posibile introduce în probă. In afară de punctele din planul neutru, si celelalte puncte sunt solicitate după un ciclu asemănător celui din *figura 1.1*, cu deosebirea că tensiunile extreme ating valori mai mici decât cele maxime şi minime, *figura 1.2.*

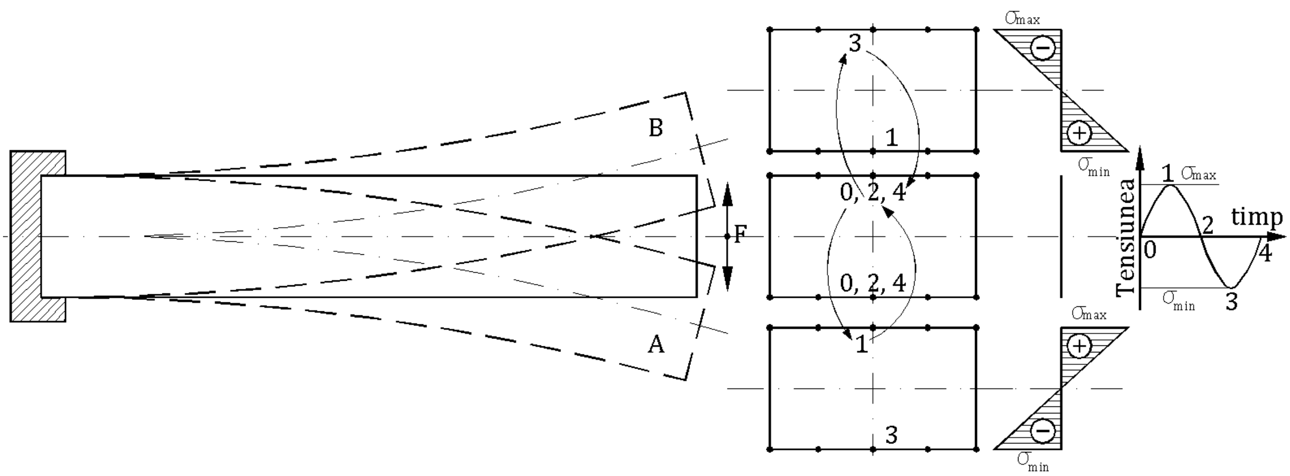


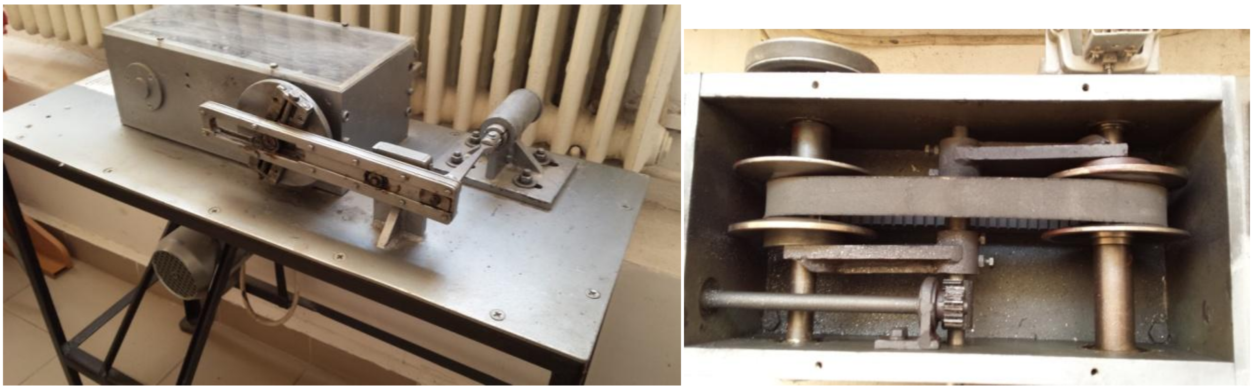
Fig. 1.2. Variația tensiunilor pe înălțimea secțiunii transversale din încastrare

In *figura 1.2* este prezentată variația tensiunilor pentru punctele aflate la extremitățile de sus şi de jos ale secțiunii din încastrare. Tensiunile înregistrate în punctele din partea de sus a secțiunii din încastrare trec pe rând prin zero (probă nesolicitată aflată în poziție orizontală), valoare maximă, σ_{max} (probă aflată în zona A de solicitare), zero (probă nesolicitată aflată din nou în poziție orizontală) valoare minimă, σ_{min} (probă aflată în zona B de solicitare), zero (probă nesolicitată aflată din nou în poziție orizontală). Prin acelaşi stări trec şi punctele aflate la extremitatea de jos a secțiunii, cu precizarea că în zona A de solicitare acestea au tensiunea σ_{min} iar în zona B de solicitare au tensiunea σ_{max}.

1.3. Descrierea maşinii de încercat şi configuraţia geometrică a probei utilizate

Maşina de încercat la oboseală pentru încovoiere plană se găseşte în dotarea laboratorului de la colectivul de Rezistenţa materialelor din cadrul Facultăţii de Mecanică a Universităţii Tehnice Iaşi. Conceperea şi construcţia acestei maşini a fost coordonată de către dl. prof. dr. ing. Paul-Doru Bârsănescu. O vedere generală a întregului sistem de încercare la încovoiere plană este prezentată în *figura 1.3*. Elementele componente sunt următoarele:

- Motor de acţionare;
- Transmisie prin curea;
- Sistem de transmisie în vederea introducerii de frecvenţe de încercare variabile;
- Placă rotativă;
- Sistem cu şurub în vederea modificare a excentricităţii pinului de acţionare a culisei;
- Culisă oscilantă;
- Reazem articulat;
- Sistem mobil de prindere a epruvetei;
- Sistem de fixare a epruvetei.



a) vedere de ansamblu; b) vedere a sistemului de transmisie

Fig. 1.3. Maşina de încercat la oboseală prin încovoiere plană

Având în vedere construcţia şi configuraţia maşinii de încercat, pentru încercarea la oboseală prin încovoiere plană se utilizează epruvete având configuraţia prezentată în figura 1.4. Capătul din stânga este fixat în sistemul de prindere în timp ce capătul din dreapta se deplasează sus-jos în raport cu poziţia de echilibru sub acţiunea culisei oscilante.

Forma geometrică a epruvetei prezentată în *figura 1.4* permite ruperea acesteia în secţiunea sa minimă. Raza de racordare utilizată este destul de mare pentru a minimiza efectul concentrării de tensiuni. Pe de altă parte, având în vedere calculele viitoare, era necesar să se cunoască exact locul unde se va rupe epruveta pentru a determina anterior, valoarea deplasării pinului de acţionare al culisei oscilante care este direct proporţională cu valoarea tensiunii maxime introduse în epruvetă.

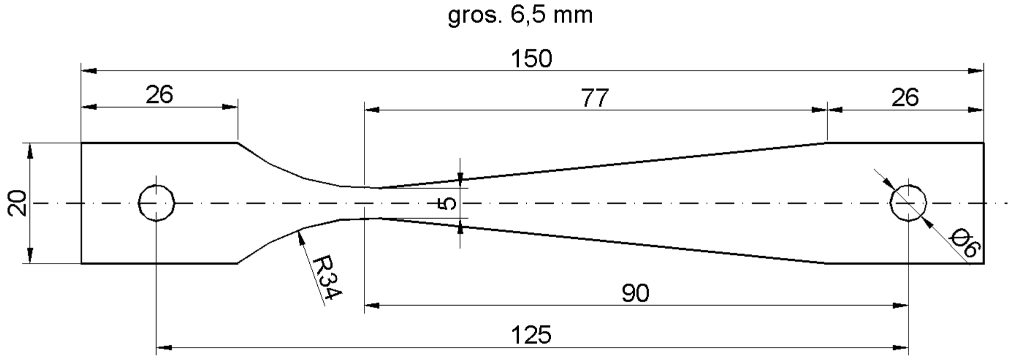
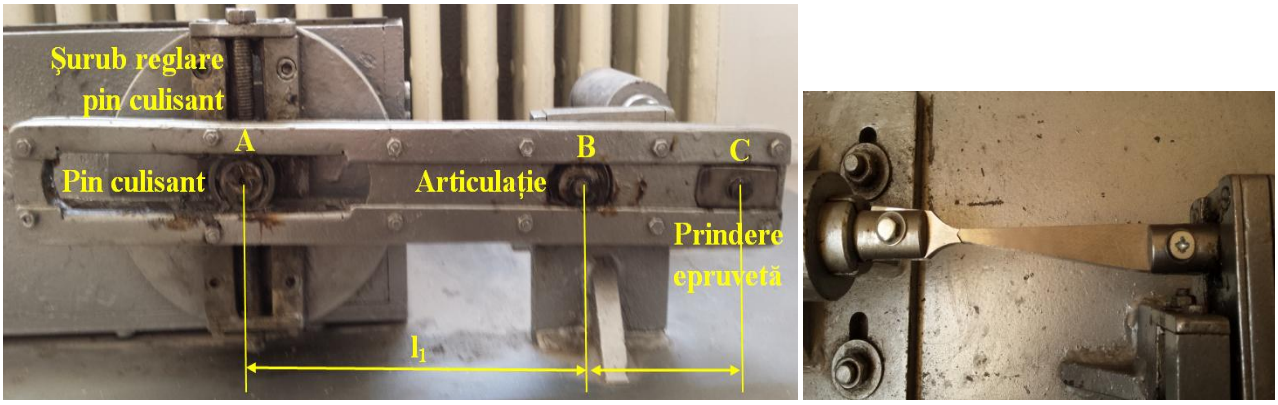


Fig. 1.4. Epruveta utilizată în cadrul încercării la oboseală prin încovoiere plană

1.4. Calculul deplasării pinului de acționare în vederea introducerii tensiunii în probă

Pe palca rotativă a maşinii de încercat este fixat un sistem de deplasare cu şurub a pinului fixat în culisa oscilantă, *figura 1.5.*



a) culisa oscilantă; b) modul de fixare a probei în bacul fix şi cel mobil

Fig. 1.5. Maşina de încercat la oboseală prin încovoiere plană

Tensiunea dorită se introduce în epruvetă pe baza deplasării pe distanța d, prin sistemul cu şurub fixat pe placa rotativă, pinului A fixat în culisa oscilante. Aceasta este articulată în reazemul B astfel încât, dacă pinul A se ridică pe distanța d capătul C coboară pe distanța v. La rotirea plăcii rotative, pinul A efectuează o mişcare sus-jos ceea ce face ca şi capătul C al culisei oscilante, acolo unde este montat capătul mobil al probei de încercat, să efectueze o mişcare jos-sus. Atunci când culisa este orizontală, proba va fi nesolicitată, a se vedea pozițiile 0, 2 şi 4 din *figura 1.1*. Astfel, în continuare vom determina relația de calcul între deplasarea pe verticală, d, a pinului aflat (deplasabil) pe placa rotativă şi acționând culisa oscilantă şi tensiunea maximă ce se introduce în epruvetă pe baza acestei deplasări.

La o deplasare d a pinului fixat prin şurub pe placa rotativă, capătul culisei oscilante se va deplasa pe distanța v. Legătura dintre cele două deplasări este dată de relația:

$$v = \frac{l_2}{l_1} d \tag{1.1}$$

Deplasarea v a culisei oscilante reprezintă acelaşi lucru cu deplasarea v al capătului liber al epruvetei, *figura 1.6.* Vom determina, în cele ce urmează, legătura dintre deplasarea v capătului liber al epruvetei şi forţa care se introduce în capătul liber al acesteia ca urmare a respectivei deplasări.

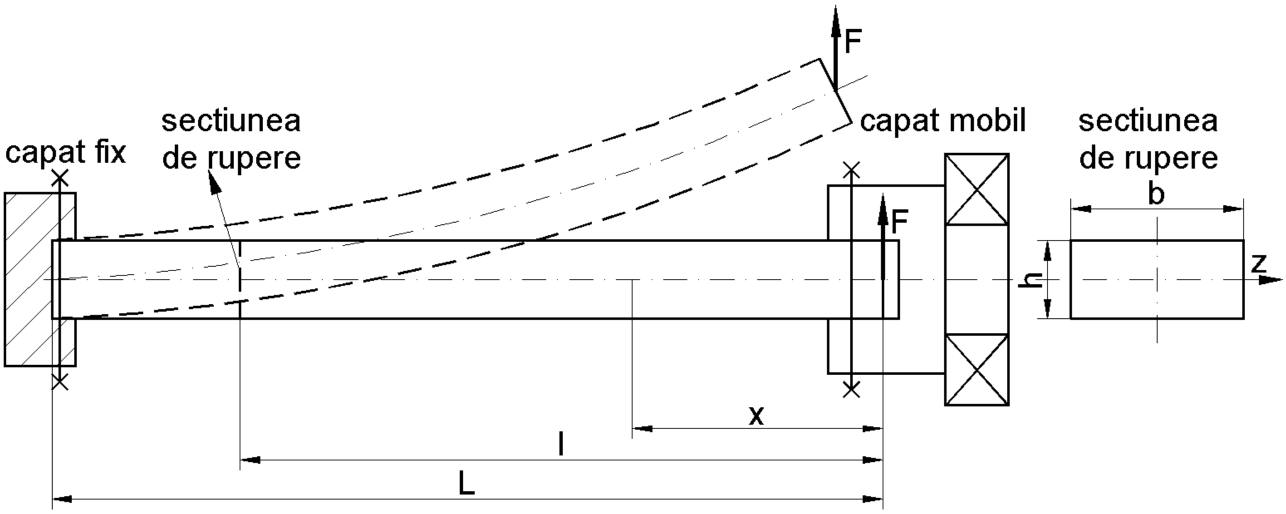


Fig. 1.6. Epruveta fixată la un capăt şi deplasabilă la celălalt

In secţiunea x a barei din *figura 1.6*, momentul de încovoiere va fi:

$$M(x)=Fx$$

Conform relaţiilor lui Euler, pentru rotirea $\varphi(x)$ şi săgeata v(x) ale secţiunii x a barei se pot scrie relaţiile:

$$EI_z\varphi(x)=\frac{Fx^2}{2}+C$$

$$EI_zv(x)=\frac{Fx^3}{6}+Cx+D$$

în care I_z reprezintă momentul de inerţie axial în raport cu axa z:

$$I_z=\frac{bh^3}{12} \qquad (1.2)$$

C şi D sunt constante de integrare ce se determină prin impunerea condiţiilor de rezemare, respectiv:

$$x=L \quad \begin{cases}\varphi(L)=0\\ v(L)=0\end{cases}$$

In aceste condiţii vom avea:

$$\begin{cases}0=\dfrac{FL^2}{2}+C\\ 0=\dfrac{FL^3}{6}+Cx+D\end{cases}$$

de unde va rezulta:

$$\begin{cases} C=-\frac{FL^2}{2} \\ D=\frac{FL^3}{3} \end{cases}$$

astfel încât expresia pentru deplasările (săgețile) secțiunilor transversale ale barei din figura 1.6 va fi:

$$EI_z v(x)=\frac{Fx^3}{6}-\frac{FL^2}{2}x+\frac{FL^3}{3}$$

Pe noi ne interesează săgeată în capătul deplasabil, la x=0, care va fi:

$$v(0)=v=\frac{FL^3}{3EI_z}$$

de unde, ținând cont şi de relația (1.2):

$$F=\frac{vEbh^3}{4L^3} \tag{1.3}$$

Pe de altă parte, tensiunea maximă, înregistrată pe suprafețele exterioare, din partea de sus şi de jos ale barei, în secțiunea de rupere, (aflată la distanța l de capătul deplasabil) este dată de relația:

$$\sigma=\frac{M_i(x)}{W_z}=\frac{Fl}{\frac{bh^2}{6}}$$

de unde

$$F=\frac{\sigma bh^2}{6l} \tag{1.4}$$

Egalând relațiile (1.3) şi (1.4), legătura dintre tensiunea maximă introdusă în bară în secțiunea ce urmează a se rupe şi deplasarea capătului liber al barei (similară cu deplasarea v a capătului C al culisei oscilante) va fi:

$$\sigma_{max}=v\frac{3lEh}{2L^3}$$

şi ținând cont de relația (1.1) vom avea:

$$\sigma_{max}=\frac{l_2}{l_1}d\frac{3lEh}{2L^3} \tag{1.5}$$

ce reprezintă relația de calcul pentru tensiunea maximă introdusă în probă atunci când deplasarea pinului din culisa oscilantă şi aflat pe placa rotativă se deplasează cu ajutorul sistemului cu şurub pe distanța d. Celelalte mărimi cuprinse în relația (1.5) au valorile:

l_1=170 mm;

l_2=78 mm;

l≈90 mm (se va măsura pe fiecare probă);
L≈ 125 mm (se va măsura pe fiecare probă);
h=6,5 mm (se va măsura pe fiecare probă);
$E=21\cdot10^4$ N/mm^2 (dacă se utilizează probe din oțel).

1.5. Efectuarea încercărilor şi prelucrarea datelor experimentale

In cadrul lucrării de laborator se vor face încercări până la rupere a trei epruvete. Acestea trebuie să aibă aceeaşi configurație geometrică, aceleaşi dimensiuni şi să aibă aceeaşi calitate a suprafețelor. Se impune acest lucru pentru ca aceste caracteristici descrise mai sus să nu influențeze asupra duratei de viață la oboseală. Tensiunile de încercare vor fi relativ mari pentru ca epruvetele să se rupă destul de repede. In consecință, înainte de încercările de oboseală se va face o încercare statică a unei epruvete confecționată din acelaşi material în vederea determinării limitei de curgere. Pentru prima încercare efectuată se va introduce în epruvetă, prin deplasarea d a pinului din culisa oscilantă, o tensiune maximă cât mai apropiată de limita de curgere a materialului. In aceste condiții, este de aşteptat ca epruveta să se rupă după un număr relativ scăzut de cicluri de solicitare. Următoarele două epruvete se vor solicita la tensiuni maxime mai mici decât anterioara. Totuşi, pentru ca epruvetele să se rupă după un număr mic de cicluri de solicitare, este nevoie ca tensiunea maximă de solicitare să fie cât mai mare.

In final, perechile de puncte (σ_{max}, N) în care N reprezintă numărul de cicluri de solicitare până la rupere, se vor aşeza pe o diagramă de tip Wöhler, figura 1.7. Evident că, pentru determinarea limitei la oboseală, σ_{lim} ar trebui solicitate până la rupere un număr mare de probe identice, în aceleaşi condiții, variind doar tensiunea maximă de solicitare.

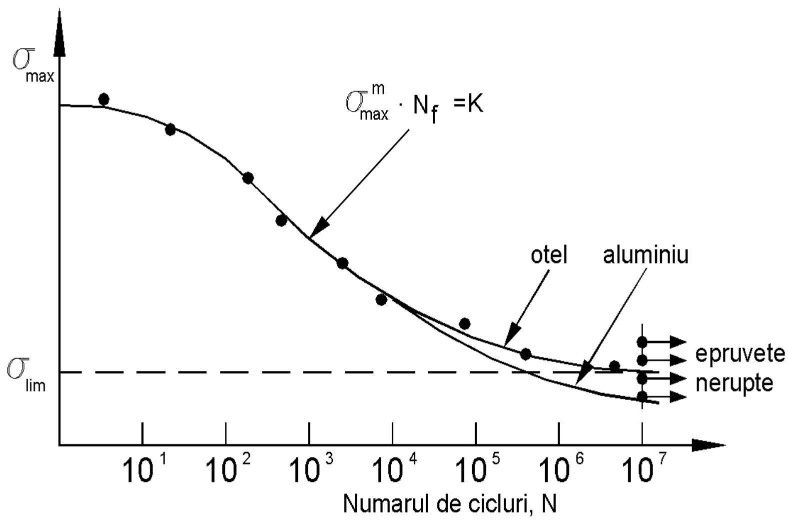


Fig. 1.7. Curba de oboseală sau curba Wöhler

Bibliografie

1. BUZDUGAN G „Rezistența Materialelor”, Ed. Academiei R.S.R., Bucureşti, 1986
2. COLAN H. ş.a., „Studiul metalelor”, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1983

3. DEUTSCH I, „Rezistența Materialelor”, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1979
4. DEUTSCH I, GOIA I, CURTU I, NEAMȚU T, SPERCHEZ F, „Probleme de Rezistența Materialelor”, Ed. Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1983
5. DOBRE I, „ Curs de Rezistenţa Materialelor”, Vol. 2, Lito I. P. “T. V”. Timişoara, 1980
6. DUMITRU I, NEGUȚ N, „Curs de Rezistenţa Materialelor”, Lito I.P. “T.V.” Timişoara, 1984
7. DUMITRU I., FAUR N., „Elemente de calcul si aplicatii in rezistenta materialelor”, pdf
8.FAUR, N., DUMITRU, I., „Diferențe finite şi elemente finite”, Editura Mirton, Timişoara, 1997
9. GOANTA, Viorel, Curs Oboseala si Mecanica ruperii, 2016

OBOSEALA MATERIALELOR ŞI ELEMENTE DE MECANICA RUPERII

- LABORATOR 2 -

DETERMINAREA LIMITEI LA OBOSEALĂ PRIN SOLICITAREA DE ÎNTINDERE-COMPRESIUNE DUPĂ UN CICLU ALTERNANT

2.1. Caracteristicile ciclului alternat

Fenomenul de oboseală trebuie analizat din perspectiva observațiilor şi pe baza unor determinări experimentale. Este indicat ca rezistența la oboseală să se facă pe piese sau chiar pe structuri întregi. Având în vedere costul ridicat al unor astfel de încercări, în special pentru oțeluri, se preferă încercările pe epruvete (standardizate sau nu) şi extrapolarea rezultatelor la piese, pe baza coeficienților de siguranță şi având în vedere coeficienții de concentrare a tensiunilor, calitatea suprafeței, dimensiuni, mediul de lucru, etc., rezultatele obținute prin încercările la oboseală efectuate pe epruvete pot fi extrapolate la piese, în condițiile în care se ține seama de concentratorii de tensiune, calitatea suprafeței, dimensiune, mediul de lucru, etc. Pentru a putea face aceste extrapolări trebuie să se țină seama de următoarele ipoteze care se referă la materialul din care sunt confecționate epruvetele şi piesele:

- Atunci când tensiunea variază de mai multe ori, materialele se pot rupe la tensiuni mai mici decât tensiunea ce se înregistrează la rupere prin solicitare statică sau chiar mai mici decât tensiunea de curgere;
- Se poate spune că, dacă la o anumită tensiune, un material nu se rupe după un număr suficient de ridicat de cicluri de solicitare, se consideră valoarea acelei tensiuni ca fiind limită. In aceleași condiții de solicitare, sub această valoare a tensiunii materialul va rezista pe întreaga lui durată de funcționare. Cea mai mare tensiune, pentru care materialul nu se rupe după un număr practic nelimitat de cicluri de solicitare poartă numele de ***limită la oboseală.***

Limita la oboseală reprezintă o caracteristică intrinsecă a materialelor, depinzând totuși de felul ciclului de solicitare, iar pentru unele materiale şi de frecvența acestuia. Limita la oboseală se notează cu σ_R, în care R reprezintă coeficientul de asimetrie a ciclului de solicitare.

Deşi cea mai periculoasă solicitare variabilă ciclică este ce alternant-simetrică, de multe ori este preferabil ca determinările experimentale să se facă după un ciclu de solicitare cât mai apropiat de cel ce va fi urmat în exploatare.

In *figura 2.1* se variația tensiunii introduse într-un punct al unei epruvete în raport cu timpul. Punctul considerat este cel în care tensiunea introdusă la vârf de ciclu are cea mai mare valoare în raport cu toate punctele din volumul epruvetei.
Această variație este descrisă de următorii parametri:

- σ_{max} este tensiunea maximă din epruvetă;
- σ_{min} este tensiunea minimă din epruvetă;
- σ_m este valoarea tensiunii medii a ciclului;
- σ_a este amplitudinea constantă a ciclului;

Solicitare alternantă atunci când tensiunea își schimbă semnul în timpul solicitării:

$$\sigma_{min}/\ \sigma_{max}<0;$$
$$\sigma_{min}<0;\ \sigma_{max}>0$$
$$\sigma_{max} > |\sigma_{min}|$$
$$\sigma_m>0;\ \sigma_a\neq 0$$

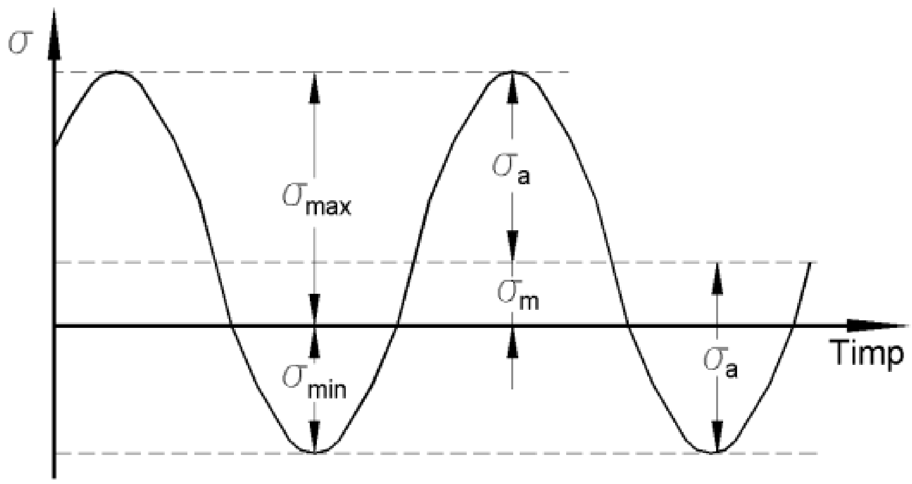


Fig. 2.1. Caracteristicile unui ciclu alternant preponderent pozitiv

Această variație poate fi descrisă de funcția:

$$\sigma(t) = \sigma_m + \sigma_a \sin(2\pi f t + \varphi) \quad (2.1)$$

în care:

- σ_m este valoarea tensiunii medii a ciclului;
- σ_a este amplitudinea constantă a ciclului;
- f reprezintă frecvența circulară în cicluri pe unitatea de timp;
- φ este unghiul de fază inițial exprimat în radiani.

Există o interdependență între tensiunile minimă şi maximă şi tensiunile medie şi amplitudinea ciclului descrisă de următoarele relații:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a \\ \sigma_{min} = \sigma_m - \sigma_a \\ \sigma_m = \frac{\sigma_{max}+\sigma_{min}}{2} \\ \sigma_a = \frac{\sigma_{max}-\sigma_{min}}{2} \end{Bmatrix} \quad (2.2)$$

Alte elemente caracteristice ale ciclului de solicitare sunt:

- caracteristica ciclului calculată ca raport între valorile absolute ale amplitudinii şi tensiunii medii: $k = \frac{\sigma_a}{\sigma_m}$;
- coeficientul de asimetrie a ciclului calculat ca raport între tensiunea minimă şi cea maximă: $R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$;
- variaţia tensiunii:$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} = 2\sigma_a = \sigma_{max}(1-R)$;
- perioada T, respectiv frecvenţa care sunt corelate conform relaţiei: $T = \frac{1}{f}$.

In continuare se prezintă câteva relaţii de interdependenţă evidente şi care sunt rezultate din cele de mai sus:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max}}{2}(1-R); \quad R = \frac{1-k}{1+k}; \quad k = \frac{1-R}{1+R}$$

Pentru determinarea limitei la oboseală trebuie trasată curba de durabilitate σ-N, în care σ reprezintă tensiunea maximă de solicitare iar N reprezintă numărul de cicluri de solicitare - până la rupere în cazul solicitărilor la tensiuni mai mari decât limita la oboseală. Se cunoaşte faptul că, prin solicitarea de oboseală în aceleaşi condiţii, apare o anumită împrăştiere a rezultatelor. Ca urmare, pentru fiecare nivel al tensiunii de solicitare, în funcţie şi de comportarea materialului, sunt necesare un număr de 5-7 epruvete. In cadrul încercărilor de oboseală efectuate pe epruvete netede se notează valoarea tensiunii maxime şi a numărului de cicluri la care a avut loc ruperea epruvetei. Ordinea de încercare este de la tensiuni mari către tensiuni mici, prima treaptă de încercare efectuându-se la σ_{max}=0,6σ_r. Se continuă încercările până când se ajunge astfel încât cel puţin o epruvetă să nu se mai rupă. Cu perechile de valori $\sigma_{max,i}$-N_i se poate trasa o curbă ca cea din *figura 2.2* denumită şi curba Wöhler.

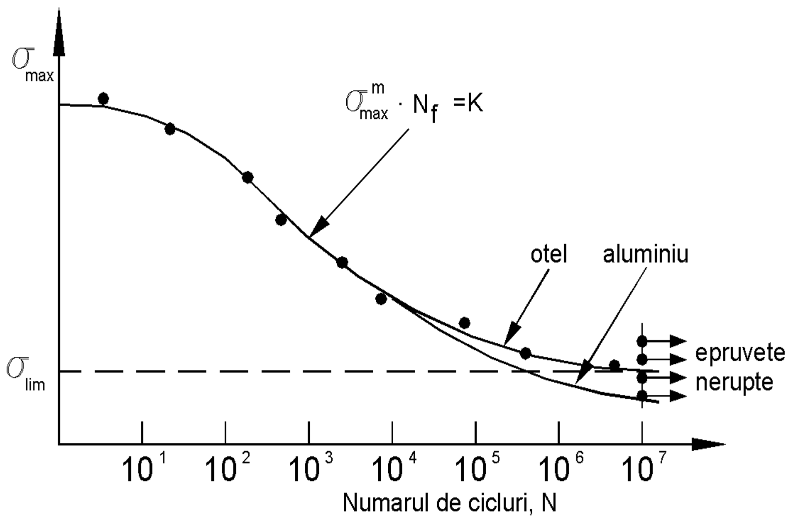


Fig. 2.2. Curba de oboseală sau curba Wöhler

Valoarea tensiunii maxime, σ_{max}, pentru care presupunem că nu se mai produce ruperea epruvetei, supusă la un număr oricât de mare de cicluri de solicitare, poartă numele de **limită teoretică la oboseală**. Se presupune că, dacă până la N_0 cicluri de solicitare epruvetele nu se rup, atunci ele nu se vor rupe oricâte cicluri de solicitare i-am aplica. In practică, pentru un anumit grad de asimetrie a ciclului R, **limita la oboseală** se defineşte ca fiind valoarea tensiunii maxime la care se ajunge după un număr N_0 de cicluri de solicitare, în condițiile în care epruveta nu s-a rupt. In mod obişnuit în funcţie de material, epruvetele se supun la un anumit număr limită de cicluri de solicitare. Numărul de cicluri de solicitare pentru care epruvetele nu se mai rup, pentru diferite materiale sunt:

- $N_0=2\cdot10^6...2\cdot10^7$ pentru oțeluri;
- $N_0=2\cdot10^7...2\cdot10^8$ pentru aliaje uşoare;
- $N_0=2\cdot10^6$ pentru lemn;
- $N_0=2\cdot10^6...3\cdot10^6$ pentru beton.

Limita la oboseală se notează cu σ_R, în care R reprezintă valoarea coeficientului de asimetrie, care trebuie să fie constantă pe parcursul tuturor determinărilor. Pentru solicitarea axială se adaugă la indice şi litera „t” pentru tracțiune, respectiv „c” pentru compresiune. Exemple de notații:

- $\sigma_{0,7t}$ – limita la oboseală după un ciclu oscilant, cu proba supusă la tracțiune;
- τ_0 - limita la oboseală după un ciclu pulsant, cu proba supusă la răsucire;
- σ_{-1} – limita la oboseală după un ciclu alternant simetric, cu proba supusă la încovoiere.

2.2. Maşina şi epruvetele utilizate pentru încercarea la oboseală după un ciclu alternant

Determinarea limitei la oboseală se face pe baza încercărilor de epruvete netede la cicluri de solicitare pe maşini de încercare specializate în acest scop. Încercările la oboseală au fost efectuate conform prevederilor standardului **ISO 1099**, “**Metallic materials — Fatigue testing —Axial force-controlled method**”.

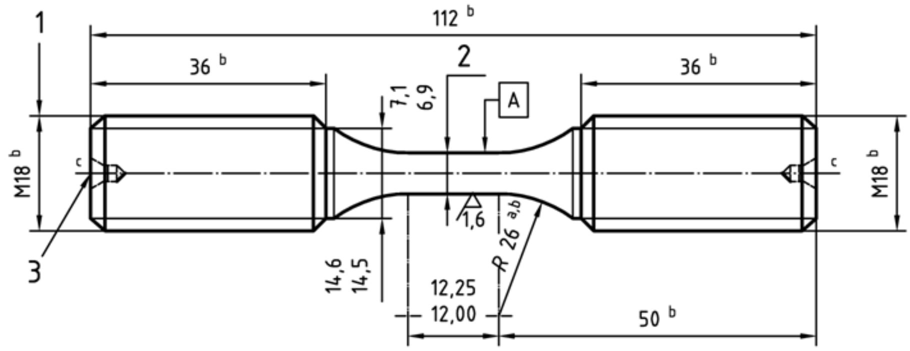
Maşinile de încercat la oboseală trebuie să asigure ciclul se solicitare dorit, fără ca elemente din construcția acestor maşini să se deterioreze ele însele la oboseala indusă. O atenție deosebită trebuie acordată prinderii epruvetelor în dispozitivele maşinii, astfel încât pentru toate probele fixarea în bacuri să permită diferențieri de la probă la probă. Încercările se vor efectua pe aceeaşi maşină şi cu acelaşi coeficient de asimetrie R.

In cadrul lucrării de laborator vom utiliza **maşina universală de încercat de tip INSTRON 8801,** *(model nr.: 999-110-1319; serial nr.: CP2756K-P24, celula de forță: 64876, dynamic rating ±100 kN), figura 2.3*, pe care este instalat softul WaveMatrix, destinat încercărilor la solicitări de oboseală. Maşina este capabilă să efectueze încercări de oboseală în limita a 25 Hz frecvența de solicitare. In cadrul prezentelor încercări, frecvențele de solicitare, pentru toate probele, au fost stabilite la **20 Hz.** Temperatura inițială trebuie să fie de aproximativ 25 ^{0}C.

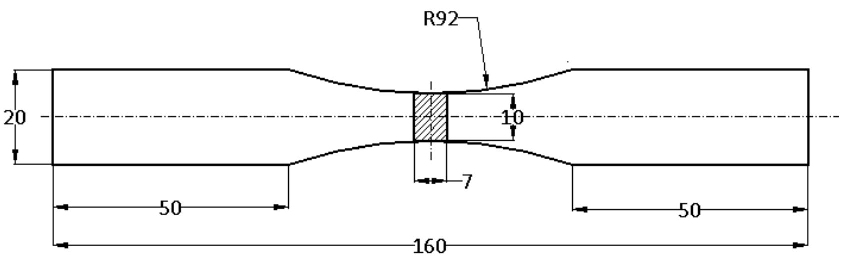


Fig. 2.3. Maşina de încercat Instron 8801 – solicitarea la oboseală

Epruvetele pentru încercarea la oboseală trebuie confecționate cu mare grijă. O atenție deosebită trebuie acordată asigurării calității suprafeței. De asemenea, epruveta trebuie confecționată astfel încât să nu existe variații bruște ale secțiunii. Toate epruvetele solicitate, care pot ajunge şi la un număr de 50, trebuie executate în aceleaşi condiții, având strict aceeaşi formă şi dimensiuni şi aceeaşi calitate a suprafeței. Exemple de epruvete utilizate pentru solicitarea la oboseală sunt prezentate în *figura 2.4*, *a* şi *b*. Se constată că se pot utiliza atât probe cu secțiunea transversală de formă circulară cât şi probe cu secțiunea transversală de formă rectangulară. De asemenea, secțiunea transversală poate fi calibrată pe o anumită lungime sau se poate face o secțiune minimă de unde să se rupă proba în mod obligatoriu.



a) probă rotundă



b) probă plată

Fig. 2.4. Configurația probelor ce pot fi utilizate pentru determinarea limitei la oboseală

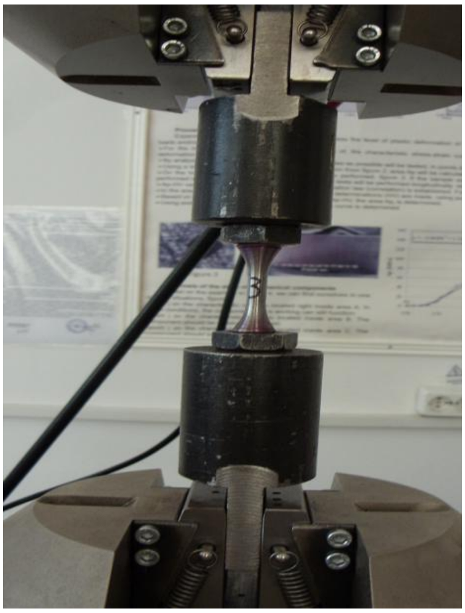


Fig. 2.5. Dispozitiv pentru solicitarea la oboseală

Dispozitivul de încercare la oboseală este prezentat în *figura 2.5.* Se pot observa următoarele:

- se utilizează două contrapiuliţe în vederea preluării jocurilor din filetele prevăzute în bacurile rotunde, având în vedere faptul că marea majoritate a încercărilor se efectuat după un ciclu alternat (unde avem atât tracţiune cât şi compresiune;
- zonele de prindere în bacurile maşinii de încercat sunt prelucrate prin frezare, în vederea alinierii atât a dispozitivelor dar şi a probei de încercat cu direcţia forţei de încercare;
- Strângerea bacurilor maşinii de încercat se realizează hidraulic, astfel încât nu există posibilităţi de scăpare sau alunecare a dispozitivelor din bacurile maşinii de încercat la reversul forţei.

In aceste condiţii, se poate spune că se realizează o aliniere corectă a axei epruvetei cu direcţia forţei de încercare şi că toate cotele au fost strânse astfel încât nu au existat jocuri între elementele de fixare ale epruvetei.

In continuare se prezintă rezultatele obţinute şi trasarea curbelor Wöhler prin încercarea la oboseală după un ciclu-alternant simetric, în cazul unor epruvete prelevate din şine de cale ferată. Si în cadrul lucrării de laborator se va urma procedeul descris mai jos, primul pas fiind determinarea rezistenţei la tracţiune a unei epruvete confecţionată din acelaşi material cu cel ce urmează a fi încercat.

2.4. Rezultate obţinute la încercarea unor epruvete prelevată din şine cale ferată

Pe baza încercării de tracţiune s-a constatat faptul că rezistenţa la tracţiune este de aprox. σ_{UTS}= 950 MPa. In aceste condiţii, tensiunea de plecare pentru încercarea primei epruvete a fost de 610 MPa (=0,64· σ_{UTS}). Prima epruvetă încercată a fost de la şina ’86, după obţinerea primelor rezultate ne-am concentrat pe o zonă mai mică de tensiuni (ase vedea încercările pentru proba NOUA).

In *figura 2.6* şi *figura 2.7* se observă probele solicitate la oboseală în condiţiile precizate mai sus. Se fac următoarele precizări în ceea ce priveşte probele nerupte:

Pentru probele solicitate la oboseală din şina '85

- Proba 2 a fost solicitată după un ciclu pulsant la tensiunea de 331 MPa un număr de 5 milioane de cicluri;
- Probele 8 şi 5 la tensiunile de 285 şi respectiv 271 MPa au rezistat mai mult de 5 milioane de cicluri;
- Proba 9 a fost solicitată la 310 MPa şi a rezistat 5691298 de cicluri, fiind totuşi nerelevantă, în condiţiile în care la probe solicitate la tensiuni mai mici de 310 MPa s-au produs ruperea.



Fig. 2.6. Probele solicitate la oboseală din şina '85

Pentru probele solicitate la oboseală din şina '86

- Proba 4 a fost solicitată după un ciclu pulsant la tensiunea de 332 MPa un număr de 5 milioane de cicluri;
- Proba 5 a fost solicitată la 298 MPa şi a rezistat 5153529 de cicluri.



a) b)

Fig. 2.7. Probele solicitate la oboseală din şinele '86 (a) şi NOUA (b)

Pentru probele solicitate la oboseală din şina NOUA

- Proba 3 a fost solicitată la 311 MPa şi a rezistat 5153529 de cicluri.

In *tabelele 2.1, 2.2* şi *2.3* sunt prezentate rezultatele obţinute în urma încercărilor la oboseală a epruvetelor confecţionate din cele trei tipuri de şină: şină ’85, şină ’86 şi şină NOUA.

Tab. 2.1. Rezultate obţinute la oboseală pentru şina 85’

Nr. probă	d_1 [mm]	d_2 [mm]	d_{med} [mm]	A [mm^2]	Forţa [N]	Tensiunea maximă [MPa]	Număr de cicluri
3	6.92	6.94	6.93	37.72	±14000	371.17	27833
1	6.87	6.87	6.87	37.07	±13000	350.70	87836
6	6.9	6.88	6.89	37.28	±12700	340.62	125320
7	7.06	6.94	7.00	38.48	±12000	311.81	180000
4	6.95	6.91	6.93	37.72	±11200	296.94	428792
8	6.9	6.9	6.90	37.39	±10800	288.83	5050000
5	6.91	6.91	6.91	37.50	±10200	271.99	5137000
9	*6.87*	*6.87*	6.87	37.07	±11500	*310.24*	*5691298*
2-pulsant	6.96	6.91	6.94	37.77	+12500	330.92	5000000

Tab. 2.2. Rezultate obţinute la oboseală pentru şina 86’

Nr. probă	d_1 [mm]	d_2 [mm]	d_{med} [mm]	A [mm^2]	Forţa [N]	Tensiunea [MPa]	Număr de cicluri
1	6.88	6.89	6.89	37.23	±22700	609.72	27833
6	6.99	6.93	6.96	38.05	±17000	446.83	87836
2	6.89	6.87	6.88	37.18	±16357	439.98	125320
7	6.82	6.8	6.81	36.42	±13800	378.87	180000
8	6.91	6.93	6.92	37.61	±12400	329.70	428792
9	6.92	6.86	6.89	37.28	±11900	319.17	5050000
3	6.84	6.88	6.86	36.96	±11400	308.44	5137000
5	6.95	6.88	6.92	37.56	±11200	298.22	5691298
4-pulsant	6.92	6.91	6.92	37.56	+12500	332.84	5000000

Tab. 2.3 Rezultate obţinute la oboseală pentru şina NOUA

Nr. probă	d_1 [mm]	d_2 [mm]	d_{med} [mm]	A [mm^2]	Forţa [N]	Tensiunea [MPa]	Număr de cicluri
1	6.85	6.85	6.85	36.85	±12500	339.19	244667
2	7.00	6.98	6.99	38.37	±12000	312.71	437093
3	6.84	6.88	6.86	36.96	±8050	217.80	5100000

Curbele de tip Wöhler, de variaţie a tensiunii maxime aplicate probei şi numărul de cicluri de solicitare (pentru unele probe, până la rupere) se pot vedea în *figurile 2.8, 2.9* şi *2.10*. Un grafic cu suprapunerea celor trei curbe este prezentat în *figura 2.11*.

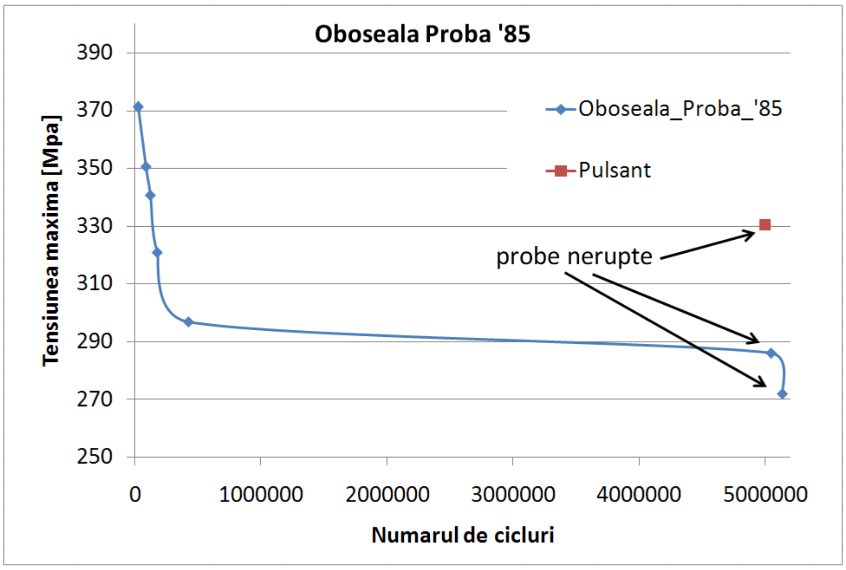


Fig. 2.8. Curba Wöhler pentru probele din şina '85

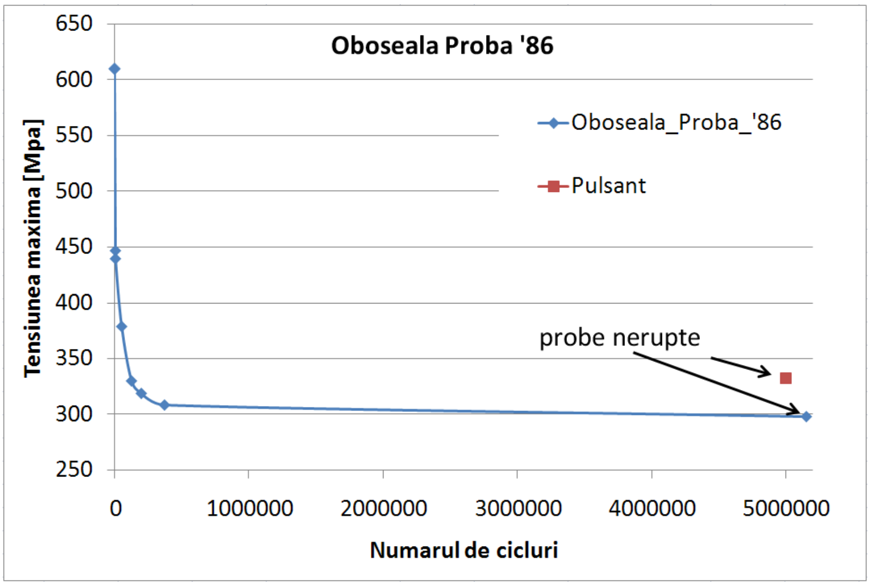


Fig. 2.9. Curba Wöhler pentru probele din şina '86

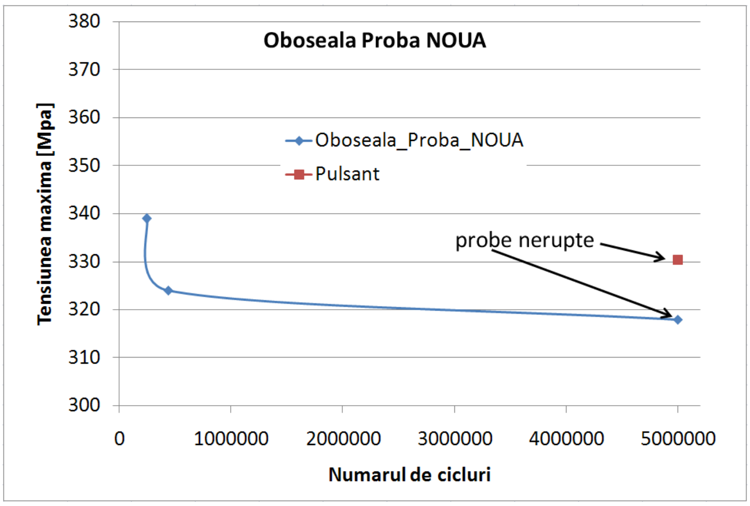


Fig. 2.10. Curba Wöhler pentru probele din şina NOUA

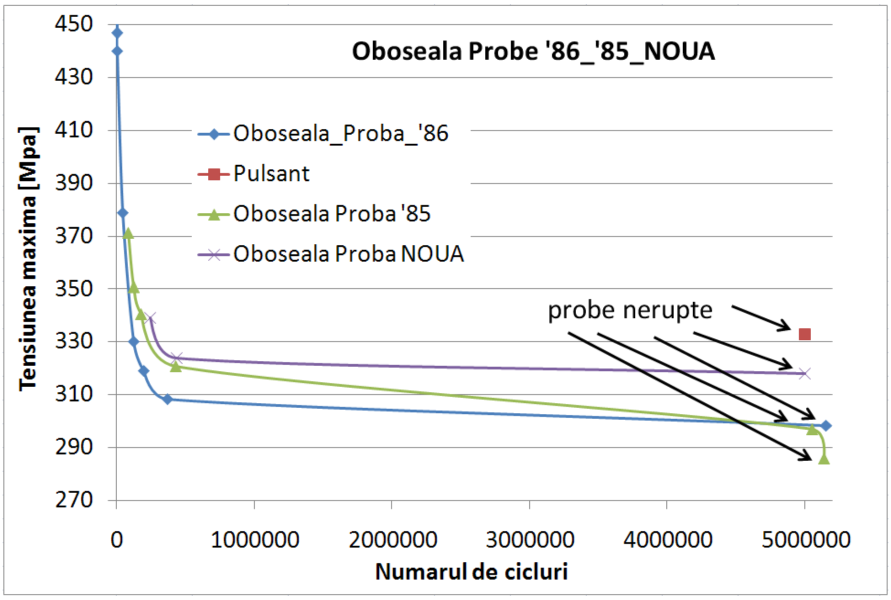


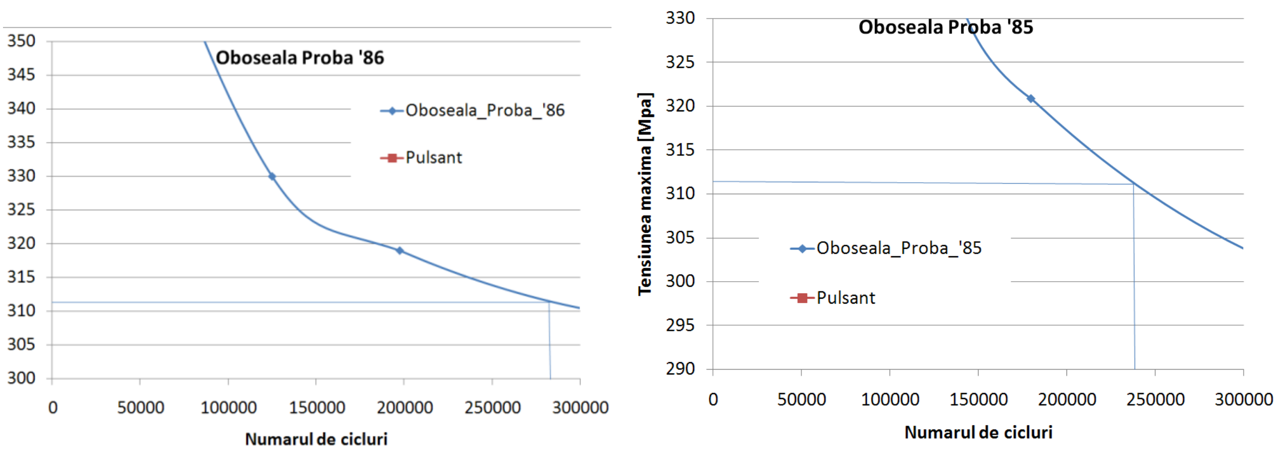
Fig. 2.11. Curba Wöhler pentru probele din şina ’85+ şina ’86+şina NOUA

2.5. Concluzii şi observaţii

Se poate considera că limita la oboseală pentru cele trei tipuri de şină are următoarele valori:

$\sigma_{lim_şina'85}$=285 MPa; $\sigma_{lim_şina'86}$=298 MPa; $\sigma_{lim_şinaNOUA}$=311 MPa;

Se mai poate observa faptul că în apropierea valorii de 311 MPa, cât reprezintă limita la oboseală pentru şina NOUA, la celelalte şine se produce ruperea după un număr relativ mic de cicluri de solicitare: 275000, respectiv 240000 de cicluri, *figura 2.12 a* şi *b*. In aceste condiţii se poate afirma faptul că, dacă şinele ’85, şi ’86 au avut aceleaşi caracteristici de rezistenţă la oboseală ca şina NOUA, acestea au suferit deteriorări în funcţionare.



a) b)

Fig. 2.12. Porţiuni din curba Wöhler pentru probele din şina ’85 şi şina ’86

Din punct de vedere a rezistenţei la oboseală, deteriorarea D poate fi determinată de criteriul limitei la oboseală, sub forma:

$$\boldsymbol{D}_{\text{şina'85}} = \frac{\boldsymbol{\sigma}_{\text{lim şinaNOUA}} - \boldsymbol{\sigma}_{\text{lim şina'85}}}{\boldsymbol{\sigma}_{\text{lim şinaNOUA}}} \cdot \mathbf{100} = \frac{\mathbf{318-285}}{\mathbf{318}} \cdot \mathbf{100} = \mathbf{10,37}\% \qquad (2.3)$$

$$\boldsymbol{D}_{\text{şina'86}} = \frac{\boldsymbol{\sigma}_{\text{lim şinaNOUA}} - \boldsymbol{\sigma}_{\text{lim şina'86}}}{\boldsymbol{\sigma}_{\text{lim şinaNOUA}}} \cdot \mathbf{100} = \frac{\mathbf{318-298}}{\mathbf{318}} \cdot \mathbf{100} = \mathbf{6,28}\% \qquad (2.4)$$

Se constată faptul că, deteriorarea produsă prin pierderea rezistenţei la oboseală în raport cu capacitatea portantă iniţială, nu are valori mari, respectiv: 10,37% şi 6,28%. Din acest punct de vedere se poate spune că, dacă se ia ca reper şina NOUA, şinele ‚85' şi '86 mai pot lucra o perioadă supuse fiind la solicitarea la oboseală, înainte ca deteriorarea să ajungă la valori mai mari.

2.6. Raportul furnizat după încercările la oboseală

Pentru seria de încercări efectuate la oboseală, raportul de încercare trebuie să conțină următoarele informații:

a) o trimitere la prevederile standardului **ISO 1099**, "**Metallic materials — Fatigue testing —Axial force-controlled method**";
b) materialul testat, caracteristicile sale metalurgice, proprietăți mecanice, precum și orice tratament termic efectuat asupra piesei (piesele) de testare;
c) amplasarea probei și modul de prelevare a acesteia din materialul de bază;
d) forma și dimensiunile nominale ale piesei de încercare;
e) starea suprafeței piesei de încercare.
Raportul de încercare trebuie să conțină următoarele informații pentru fiecare piesă ce a fost supusă încercării de oboseală:
1) dimensiunile secțiunii transversale;
2) forța minimă și maximă aplicate;
3) condițiile de introducere a tensiunii;
4) frecvența şi durata de viață la oboseală (numărul maxim de cicluri ce caracterizează durata de viața nelimitată – dacă este cazul - pentru acel material);
5) Descrierea mașinii utilizate pentru testare: tipul, numărul de serie, celula de sarcină și numărul de serie al acesteia, numărul și descrierea dispozitivului adaptor de prindere;
6) Temperatura piesei de încercare în cazul în care are loc încălzirea (dacă este mai mare de 35 ° C);
7) temperatura minimă a aerului și umiditatea relativă maximă;
8) criteriul utilizat pentru sfârșitul testului, respectiv, durata acestuia (de exemplu, 10^7 de cicluri), sau ruperea epruvetei încercate, sau orice alt criteriu;
9) orice observații speciale sau abateri de la condițiile de testare descrise în standard.

In plus, rezultatele testului pot fi prezentate grafic.

Bibliografie

[1] **** Standardul ISO 1099, "Metallic materials — Fatigue testing —Axial force-controlled method";
[2] D.R. Mocanu, Încercarea materialelor, vol.1, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1982
[3] **** Standardul SR EN 13674-1, „Aplicații feroviare, ***Cale. Şine,*** Partea 1: Şine Vignole cu masa mai mare sau egală cu 46 kg/m"

OBOSEALA MATERIALELOR ŞI ELEMENTE DE MECANICA RUPERII

- LABORATOR 3 -

STUDIUL INFLUENȚEI CONCENTRATORILOR DE TENSIUNE ASUPRA DURATEI DE VIAȚĂ LA OBOSEALĂ

Determinările experimentală arată că, într-un element structural încărcat, în apropierea modificărilor de secțiune apar distribuții de tensiune în care tensiunea de vârf atinge valori mult mai mari decât o are tensiunea nominală în acea secțiune. Această creştere a tensiunii de vârf în apropierea găurilor, canelurilor, crestăturilor, colțurilor ascuțite, fisurilor şi a altor modificări ale secțiuni se numeşte *concentrare de tensiune.*

In cadrul prezentei lucrări de laborator se vor face determinări asupra numărului de cicluri până la rupere prin oboseală pe doua epruvete: una fără concentrator şi cealaltă având un concentrator prefabricat. Cele două încercări se vor face în aceleaşi condiții.

3.1. Efectul concentrării tensiunilor la solicitări de oboseală

Prezența concentratorilor de tensiune reduce rezistența structurilor, atât în regim static cât şi în regim dinamic de solicitare. Pentru solicitarea statică, efectul de concentrare a tensiunilor elastice este luat în calcul cu ajutorul coeficientului de concentrare K_t definit de relația $K_t=\sigma_{max}/\sigma_n$ ca fiind raportul dintre valoarea maximă a tensiunii şi tensiunea nominală din secțiunea respectivă, obținute cu relațiile de calcul obişnuite din rezistența materialelor. Acest coeficient depinde de geometria concentratorului, de modul de solicitare şi de felul în care a fost definită tensiunea nominală; el nu depinde de material şi nici de valorile sarcinilor aplicate. Utilizarea coeficientului de concentrare statică nu este permisă dacă în zonă apar deformații plastice locale.

Este evident faptul că prezența unui concentrator de tensiune va reduce rezistența la oboseală a unei piese. Pe de altă parte, se cunoaşte faptul că, epruvetele similare, din acelaşi material, cu acelaşi K_t, cu dimensiuni şi raze de curbură ale concentratorului exterior mai mari au limita la oboseală mai mică. Din acest punct de vedere se remarcă efectul mărimii concentratorului asupra rezistenței la oboseală. Pentru a înțelege şi a prezice efectul formei

concentratorului şi efectul dimensiunii acestuia asupra limitei la oboseală, trebuie reamintită definiția limitei oboseală. Aceasta reprezintă cea mai mică amplitudine a tensiunii, care este capabilă să nucleeze o microfisură ce se poate propaga până cedarea finală.

In cazul solicitărilor la oboseală, efectul de concentrare a tensiunilor nu se ia în considerare prin K_t ci prin K_f numit **coeficient efectiv de concentrare a tensiunilor la oboseală**.

In domeniul durabilităților mari, diminuarea rezistenței la oboseală datorată efectului de concentrare a tensiunilor poate fi evaluată cu ajutorul factorului de reducere a rezistenței la oboseală K_f; pentru acest parametru se mai utilizează în literatura de specialitate şi denumirea de factor de oboseală al concentratorului sau coeficient efectiv de concentrare la oboseală. Pentru o durabilitate dată acest factor se defineşte ca fiind:

$$K_f = \frac{\sigma_R}{S_R} \tag{3.1}$$

în care σ_R reprezintă **limita la oboseală** pentru o epruvetă fără concentrator iar S_R reprezintă **rezistența la oboseală** pentru o epruvetă cu concentrator. De regulă, factorul K_f se defineşte şi se determină pentru ciclul simetric. Se observă că structura relațiilor cu care au fost definiți coeficienții de concentrare K_f şi K_t este aceeaşi din punct de vedere simbolic. Diferența constă în faptul că, coeficientul K_t este definit ca raportul a două tensiuni în timp ce factorul K_f reprezintă raportul a două rezistențe la oboseală determinate pentru aceeaşi durată de viață. Acest coeficient depinde de forma geometrică a concentratorului, de materialul piesei şi se poate determina experimental, fiind prezenta sub formă de tabele sau nomograme.

Prezența în configurația unei piese a concentratorilor de tensiuni (degajări, racordări cu raze mici, găuri transversale, canale de pană, filete, îmbinări cu strângere etc.) contribuie la scăderea rezistenței sale la solicitările variabile. Practic, orice crestătură sau discontinuitate geometrică de pe suprafața piesei poate acționa ca amorsă pentru o fisură de oboseală. Aceste efecte sunt luate în considerare în calcule prin **coeficientul efectiv de concentrare a tensiunilor la oboseală, K_f**, relația (3.1) ce are întotdeauna mereu valori mai mari decât unitatea, deoarece rezistența teoretică la oboseală se împarte la acest coeficient pentru a găsi rezistența care corespunde piesei analizate. O altă particularitate a acestui coeficient este că depinde hotărâtor de *tipul concentratorului* prezent pe piesă (ca urmare, calculul trebuie făcut separat pentru fiecare secțiune în care există astfel de elemente de sensibilizare).

3.2. Coeficientul de sensibilitate la oboseală

Relația între coeficientul de concentrare a tensiunilor pentru solicitarea statică K_t şi coeficientul efectiv de concentrare a tensiunilor la oboseală, K_f, este:

$$K_f=1+q(K_t-1) \tag{3.2}$$

$$1 \le K_f \le K_t$$

unde q este sensibilitatea la oboseală a concentratorului cu 0≤q<1, utilizată pentru a caracteriza intensitatea efectului de concentrare produs de un concentrator de tensiuni şi definită cu relația:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \tag{3.3}$$

Dacă $K_f=K_t$, coeficientul de sensibilitate la oboseală al concentratorului are valoarea q=1 iar concentratorul are efectul maxim posibil. Valoarea coeficientului q scade atunci când $K_f<K_t$. Pentru $K_f=1$, se obține valoarea minimă q=0, caz în care concentratorul nu are efect. S-a stabilit că valoarea coeficientului de sensibilitate q depinde de material şi că, pentru un material dat, acesta creşte odată cu raza de racordare a concentratorului. La unele materiale, cum sunt oțelurile, q creşte de asemenea cu rezistența statică R_m, *figura 3.1.*

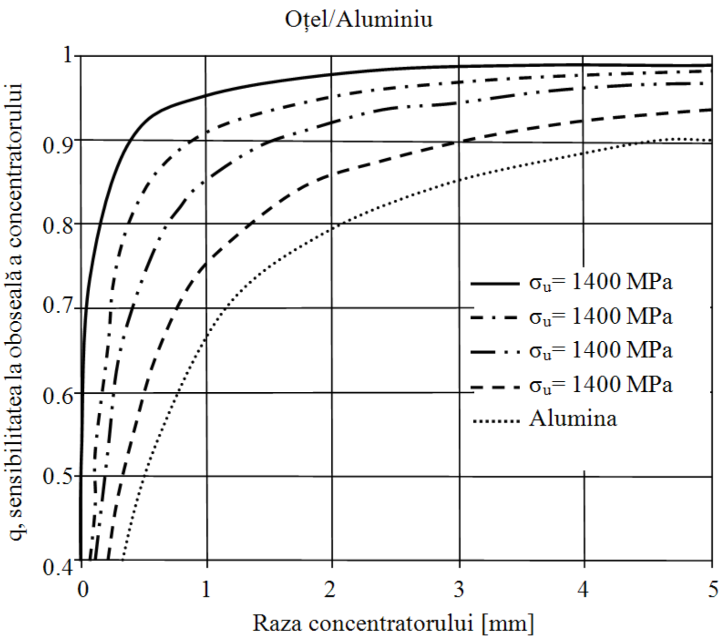


Fig. 3.1. Variația sensibilității la oboseală cu raza concentratorului pentru diferite materiale

Experimental se constată că pentru materialele fragile solicitate la oboseală, efectul de concentrare a tensiunilor este mult mai sever decât la materialele ductile de mică rezistență. Valoarea coeficientului de sensibilitate la oboseală poate fi estimată cu relația:

$$q = \frac{1}{1 + \alpha\rho} \tag{3.4}$$

în care α este o constantă de material având dimensiunea unei lungimi iar ρ este raza de racordare a concentratorului. Pentru oțeluri având rezistența la rupere statică R_m>550 MPa, constanta α poate fi determinată cu relația:

$$\alpha = 6\left(\frac{100}{R_m}\right)^{1,8} \tag{3.5}$$

O altă relație empirică utilizată pentru calculul coeficientului de sensibilitate la oboseală este:

$$q = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{\beta}{\rho}}} \tag{3.6}$$

Această relație reprezintă o formă simplificată a relației lui Neuber. *Pentru oțelurile cu $R_m \leq 1500$ MPa, constanta de material β se poate calcula cu relația:*

$$\beta = \frac{1,7}{10^{\frac{R_m}{586}}}$$

Este evident că sensibilitatea la oboseală joacă un rol important în relația dintre coeficientul de concentrare a tensiunilor, Kt, şi coeficientul efectiv de concentrare a tensiunilor la oboseală, K_f.

In calculul la oboseală se lucrează cu K_f care poate fi determinat direct din nomograme specializate în acest sens (grupate pe tipuri de concentratori), sau poate fi calculat cu ajutorul relației (3.1) atunci când sunt disponibili atât K_t cât şi q. De cele mai multe ori se utilizează a doua variantă datorită numeroaselor nomograme existente pentru K_t, *figura 3.2*.

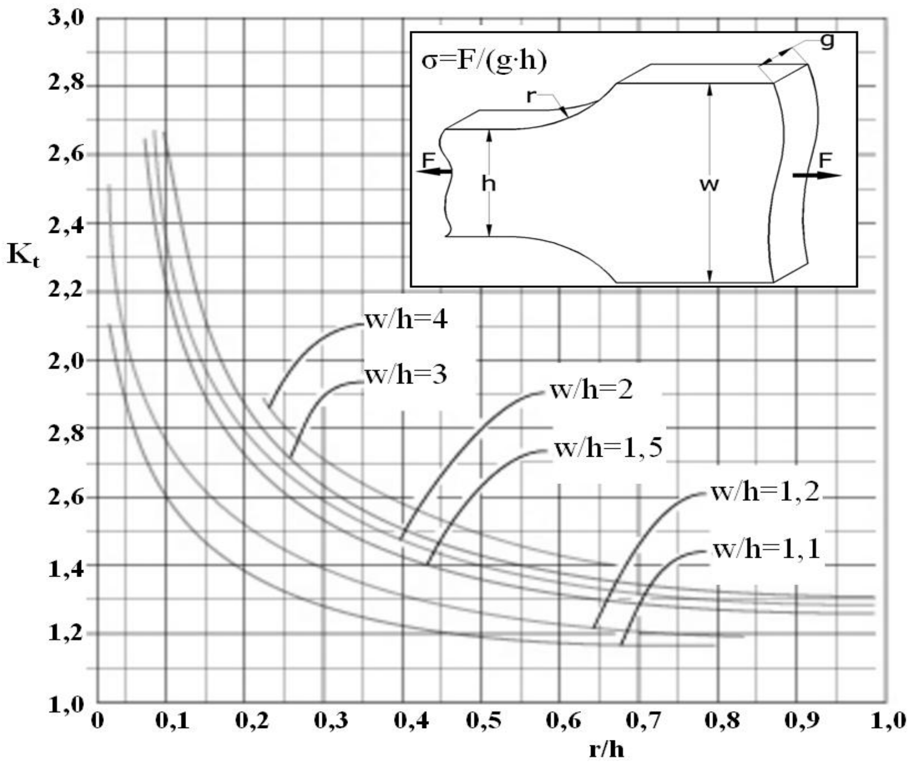
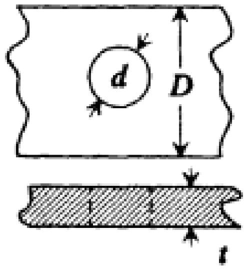
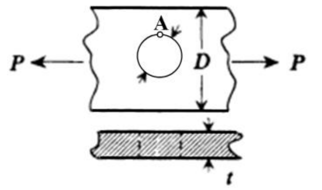
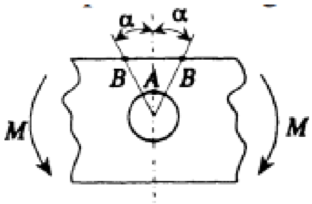
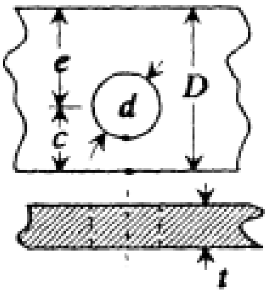
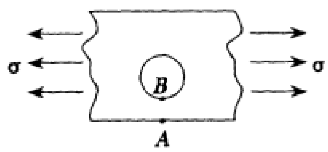
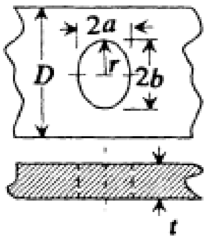
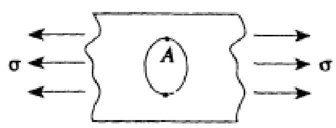
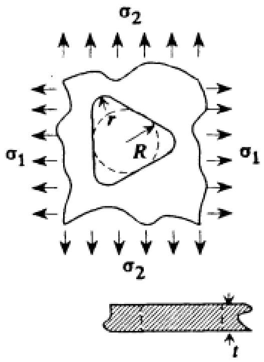


Fig. 3.2. Variația coeficientului de concentrare a tensiunilor K_t (static)

In tabelul 3.1. sunt prezentate relațiile de calcul pentru câteva cazuri de concentratori de tensiune, K_t, care, împreună cu factorul de sensibilitate q şi relația (3.2) pot fi utilizați pentru determinarea K_f.

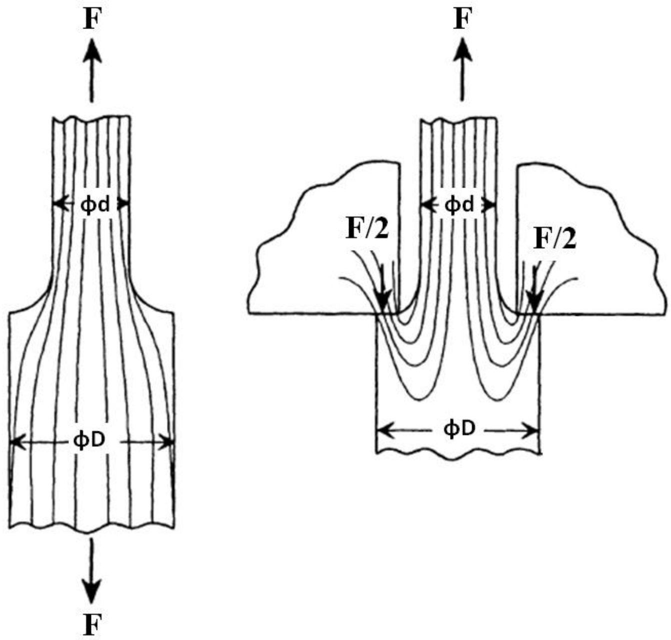
Tab. 3.1. Coeficienți de concentrare a tensiunilor, K_t (solicitare statică)

<table>
<tr><td colspan="3"></td></tr>
<tr><td rowspan="2">1. Gaură circulară centrală unică în placă cu lățimi finite
</td>
<td>a) Tensiune axială
</td>
<td>$\sigma_{max} = \sigma_A = K_t\sigma_{nom}$,
$\sigma_{nom} = P/[t(D-d)]$
$K_t = 3000 - 3140\left(\frac{d}{D}\right) + 3667(d-D)^2$
$- 1572(d-D)^3$
Pentru: $0 \leq \frac{d}{D} \leq 1$</td></tr>
<tr><td>b) Încovoiere
</td>
<td>**1.** La marginea găurii:
$\sigma_{max} = \sigma_A = K_t\sigma_{nom}$,
$\sigma_{nom} = 6Md - (D^3 - d^3)t$
$K_t = 2$ (independent de d/D)
2. La marginea plăcii:
$\sigma_{max} = \sigma_B = K_t\sigma_{nom}$,
$\sigma_{nom} = 6MD - (D^3 - d^3)t$
$K_t = 2d/D(\alpha = 30°)$</td></tr>
<tr><td>2. Gaură circulară excentrică în placă cu lățime finită
</td>
<td>a) Tensiuni axiale
</td>
<td>Tensiunea în secțiunea AB este:
$\sigma_{nom} = \frac{\sigma\sqrt{1-\left(\frac{d}{2c}\right)^2}}{1-\frac{d}{2c}} \frac{1-\frac{c}{D}}{1-(c/D)[2-\sqrt{1-(\frac{d}{2c})}]}$
$\sigma_{max} = \sigma_B = K_t\sigma_{nom}$,
$K_t = 3000 - 3140\left(\frac{d}{2c}\right) + 3667\left(\frac{d}{2c}\right)^2$
$- 1527\left(\frac{d}{2c}\right)^3$</td></tr>
<tr><td>3.Gaură eliptică unică în placă cu lățime finite
</td>
<td>a) Tensiune axială
</td>
<td>$\sigma_{max} = \sigma_A = K_t\sigma_{nom}$,
$K_t = C_1 + C_2\left(\frac{2a}{D}\right) + C_3\left(\frac{2a}{D}\right)^2 + C_4\left(\frac{2a}{D}\right)^3$
<table><tr><th></th><th>$1.0 \leq a/b \leq 8.0$</th></tr><tr><td>C_1</td><td>$1.109 - 0.188\sqrt{a/b} + 2.086a/b$</td></tr><tr><td>$C_2$</td><td>$-0.486 + 0.213\sqrt{a/b} - 2.588a/b$</td></tr><tr><td>$C_3$</td><td>$3.816 - 5.510\sqrt{a/b} + 4.638a/b$</td></tr><tr><td>$C_4$</td><td>$-2.438 + 5.485\sqrt{a/b} - 4.126a/b$</td></tr></table></td></tr>
<tr><td>4.Gaură triunghiulară echilaterală cu colțuri rotunjite în</td>
<td>a) Tensiune uniaxială
$(\sigma_1 = \sigma_2, \sigma_3 = 0)$</td>
<td>$\sigma_{max} = K_t\sigma_{nom}$,
Pentru $0.25 \leq r/R \leq 0.75$
$K_t = 6.191 - 7.215\left(\frac{r}{R}\right) + 5,492\left(\frac{r}{R}\right)^2$</td></tr>
</table>

placă cu lățimi finite 		

3.3. Proiectarea în vederea minimizării concentratorilor de tensiune

Ca regulă generală de proiectare atunci când avem concentratori de tensiune, îl reprezintă faptul că forța ar trebui să fie transmisă de la un punct la altul cât mai lin posibil. Liniile ce conectează transmisia forței sunt numite fluxuri de forță (sau de tensiune). Tranzițiile ascuțite în direcția fluxului de forță trebuie sa fie evitate prin netezirea colțurilor exterioare şi interioare. Atunci când concentratorii de tensiune sunt impuşi de cerințele funcționale, aceştia trebuie să fie plasați, dacă este posibil, în regiunile cu tensiuni nominale scăzute. *Figura 3.3* arată modul în care este afectată direcția fluxului de tensiune în condițiile în care o trecere cauzează concentrarea tensiunilor. Configurația din *figura. 3.3b* are niveluri mai ridicate de tensiune din cauza schimbării ascuțite în direcția fluxului de tensiune.



a) b)

Fig. 3.3. Afectarea direcției fluxului de tensiune

Atunci când sunt necesare variații ale secțiunii, îndepărtarea materialului din apropierea trecerii de la o secțiune la alta poate atenua efectele concentrărilor de tensiune. In *figurile 3.4 a* şi *b* se arată cazurile în care îndepărtarea materialului îmbunătățeşte rezistența

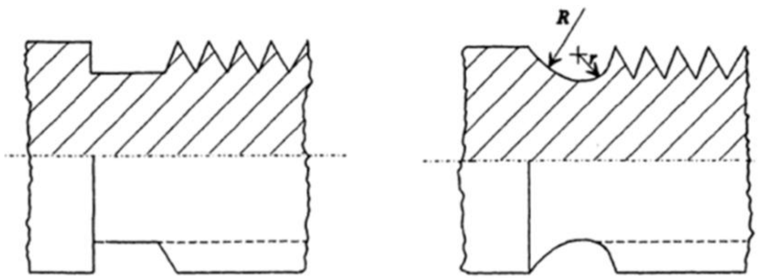
elementului. În *figura 3.4* sunt prezentate două părți cu aceeași formă, dar cu diferite modele de curgere pentru fluxul de tensiune ce pot conduce la efecte diferite și niveluri de tensiune mai mici în cazul construcției din *figura 3.4b*: introducerea unei caneluri ca cea din *figura 3.4 b* poate reduce efectul de colț.



a) b)

Fig. 3.4. Modalitate de reducere a efectului de colț

Ghidarea liniilor de tensiune prin intermediul unor crestături, care nu sunt esențiale din punct de vedere a funcționalității este o metodă utilă de reducere a efectelor negative ale acestora, *figura 3.5.* Se presupune aici că suprafața portantă din figura (a) este necesar funcțională. Transformarea canalului cu unul de tipul celui prezentat în figura (b) reduce efectele periculoase ale colțului.



a) b)

Fig. 3.5. Modificarea formei canalului

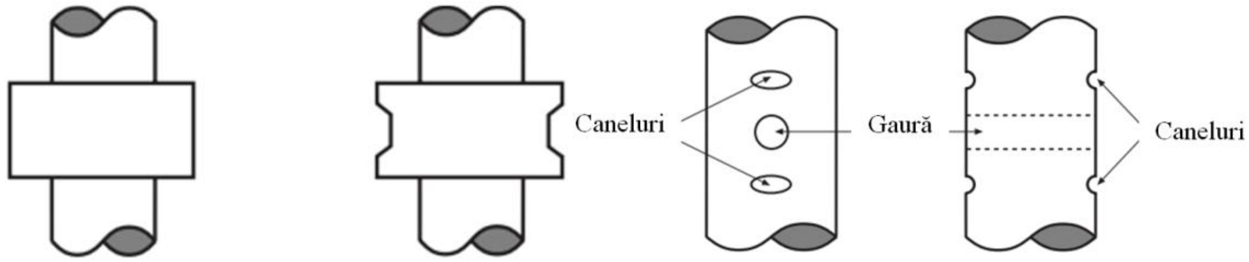
În *figura 3.6* se prezintă diminuarea concentrării de tensiune prin îndepărtarea materialului, un proces care este relativ ușor de obținut, din punct de vedere al prelucrării mecanice. În ambele cazuri, (b) și (c), concentrarea de tensiune este mai redusă decât în cazul (a).



a) b) c)

Fig. 3.6. Modalitate de reducere a concentrării de tensiune

Îndepărtarea materialului poate reduce concentrarea tensiunilor. Pentru bara din *figura 3.7*, se presupune că gulerele prevăzute la trecerea de secțiune sunt necesare din punct de vedere funcțional. Uneori, îndepărtarea de material, (b), va conduce la o concentrare a tensiunilor mai redusă în raport cu forma din (a). Canelurile din apropierea găurilor, (c) și (d) pot reduce concentrarea de tensiuni provocate de acestea.

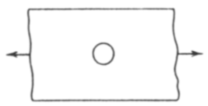
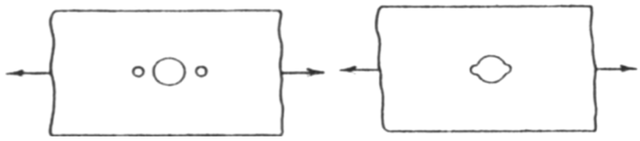
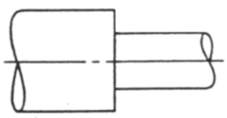
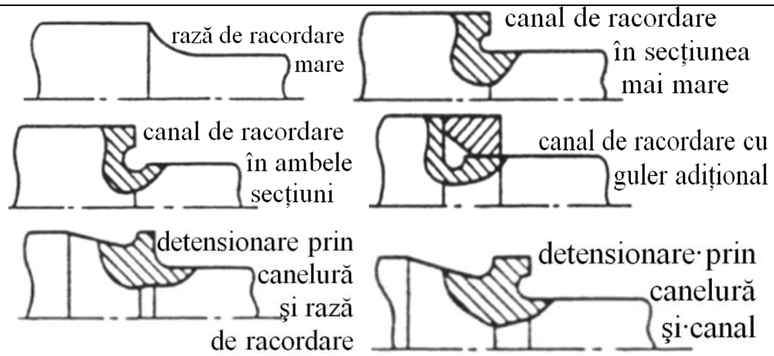
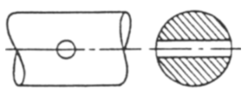
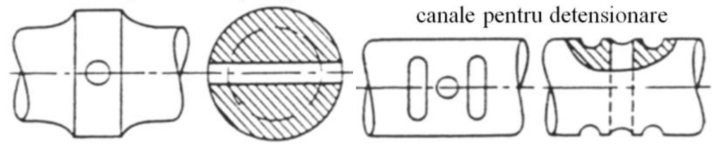
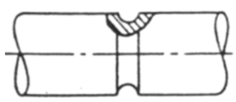
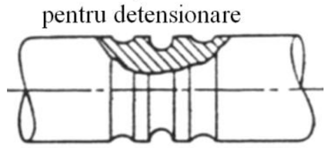


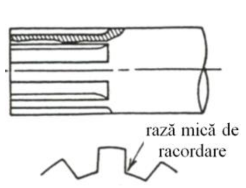
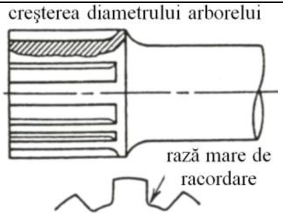
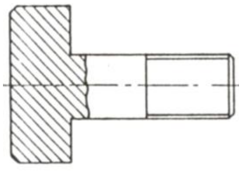
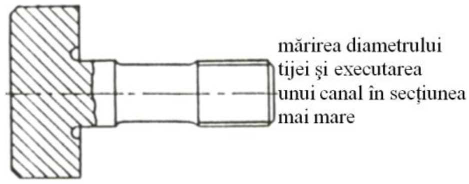
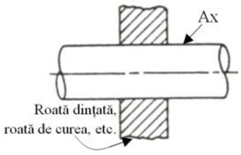
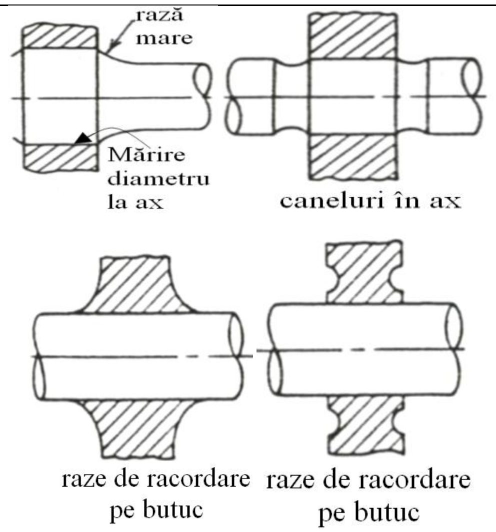
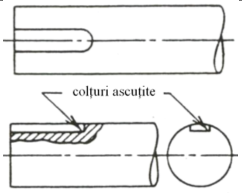
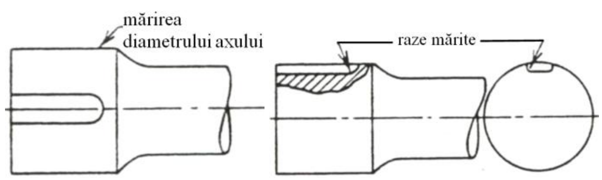
a) b) c) d)

Fig. 3.7. Îndepărtarea de material

Alte posibilități de modificare a formei pieselor în vederea reducerii influenței concentratorului de tensiune sunt prezentate în *tabelul 3.1*.

Tab. 3.1. Posibilități de reducere a influenței concentratorului de tensiune

Denumire concentrator de tensiuni	Forma inițială	Reproiectare în vederea reducerii influenței concentratorului de tensiuni
Gaură circulară		
Schimbarea de secțiune transversală		
Canale circulare prin axe		
Canale circulare		

Caneluri		
Secțiune de trecere la capul şurubului		
Asamblări pe ax		
Crestături		

3.4. Maşina de încercat şi epruvete utilizate

In cadrul lucrării de laborator vom utiliza **maşina universală de încercat de tip INSTRON 8801,** *(model nr.: 999-110-1319; serial nr.: CP2756K-P24, celula de forță: 64876, dynamic rating ±100 kN), figura 3.7*, pe care este instalat softul WaveMatrix, destinat încercărilor la solicitări de oboseală. Maşina este capabilă să efectueze încercări de oboseală în limita a 25 Hz frecvența de solicitare. In cadrul prezentelor încercări, frecvențele de solicitare, pentru toate probele, au fost stabilite la **20 Hz.** Temperatura inițială trebuie să fie de aproximativ 25 ^{0}C.

Incercarea la oboseală se va face după un ciclu alternat cu valori ale tensiunilor preponderent pozitive, *figura 3.7*. Cracteristicile acestui tip de ciclu sunt următoarele:

$$\sigma_{min}<0;\ \sigma_{max}>0$$
$$\sigma_{max}>\sigma_{min}$$
$$\sigma_m>0;\ \sigma_a\neq 0$$
$$-1<R<0$$



Fig. 3.7. Maşina de încercat Instron 8801 – solicitarea la oboseală

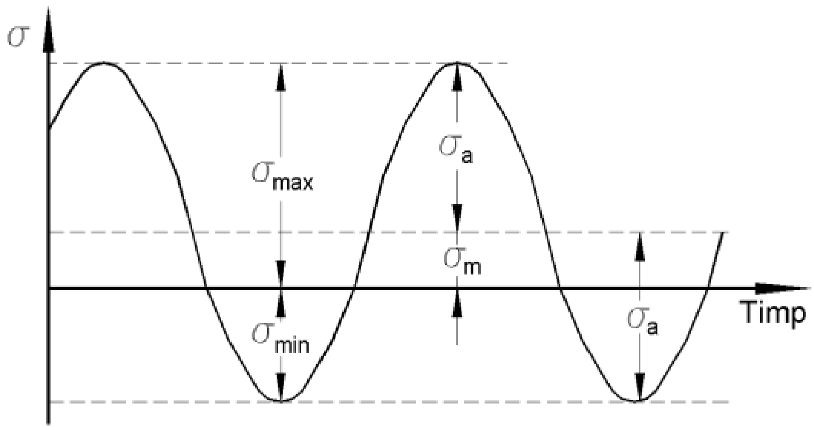


Fig. 3.7. Încercarea ciclică după un ciclu alternant

Pe de altă parte, între mărimile ce caracterizează respectivul ciclu de solicitare se stabilesc relațiile:

$$\begin{cases} \sigma_{min} = \sigma_m - \sigma_a \\ \sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a \end{cases} \quad (3.7)$$

$$\begin{cases} \sigma_m = \frac{\sigma_{max}+\sigma_{min}}{2} \\ \sigma_a = \frac{\sigma_{max}-\sigma_{min}}{2} \end{cases} \quad (3.8)$$

coeficientul de asimetrie a ciclului fiind:

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (3.9)$$

Pentru încercare se vor utiliza trei probe de tipul celor prezentate în *figura 3.9*. Primele două probe, cea utilizată pentru încercarea de tracțiune statică şi cea utilizată pentru încercarea de oboseală prin tracțiune-compresiune au aceleaşi dimensiuni ale secțiunii

transversale. Secțiunea transversală a probei cu concentrator, în dreptul concentratorului, are aceeași valoare cu cea a probei fără concentrator.

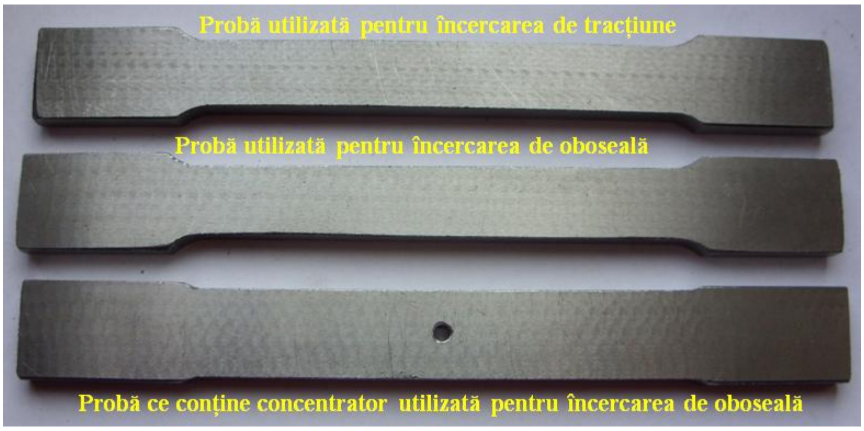


Fig. 3.9. Probe utilizate pentru încercare

O atenție deosebită trebuie acordată prinderii epruvetelor în dispozitivele mașinii, astfel încât pentru toate probele fixarea în bacuri să permită diferențieri de la probă la probă. Încercările de oboseală se vor efectua strict cu același coeficient de asimetrie R.

De la încercarea primei probe de tracțiune se reține rezistența la tracțiune și limita de curgere. Tensiunea maximă la care trebuie făcută solicitarea este: σ_{max}=0,6σ_u, fără a depăși însă limita de curgere a materialului. Pentru calculul tensiunii maxime a epruvetei cu concentrator circular se utilizează relațiile:

- Tensiunea maximă:

$$\sigma_{max} = \sigma_A = K_t \sigma_{nom}$$

în care:

- tensiunea nominală:

$$\sigma_{nom} = P/[t(D-d)]$$

- coeficientul de concentrare a tensiunilor:

$$K_t = \frac{\left[3000 - 3140\left(\frac{d}{D}\right) + 3667\left(\frac{d}{D}\right)^2 - 1572\left(\frac{d}{D}\right)^3\right]}{1000}$$

D fiind lățimea epruvetei iar d este diametrul găurii.

In continuare se optează pentru un anumit coeficient de asimetrie a ciclului de solicitare și, cu ajutorul relației (3.9) se determină σ_{min}. Întrucât mașina de încercat se programează pe baza amplitudinii ciclului de solicitare σ_a și a valorii tensiunii medii σ_m, acestea se determină cu ajutorul relațiilor (3.8). Frecvența de solicitare se va alege la 15 Hz.

3.5. Rezultate obținute

Se va porni programul de încercări pe baza softului WaveMatrix cu parametrii calculați şi introduşi anterior. Menu-ul acestui program este prezentat în figura 3.10. Având în vedere faptul că cele două probe ce vor fi supuse la tracțiune-compresiune ciclică au aceeaşi arie a secțiunii transversale, ca urmare vor fi supuse la aceeaşi tensiune nominală, ciclurile de solicitare la oboseală la care vor fi supuse vor avea exact aceleaşi valori.

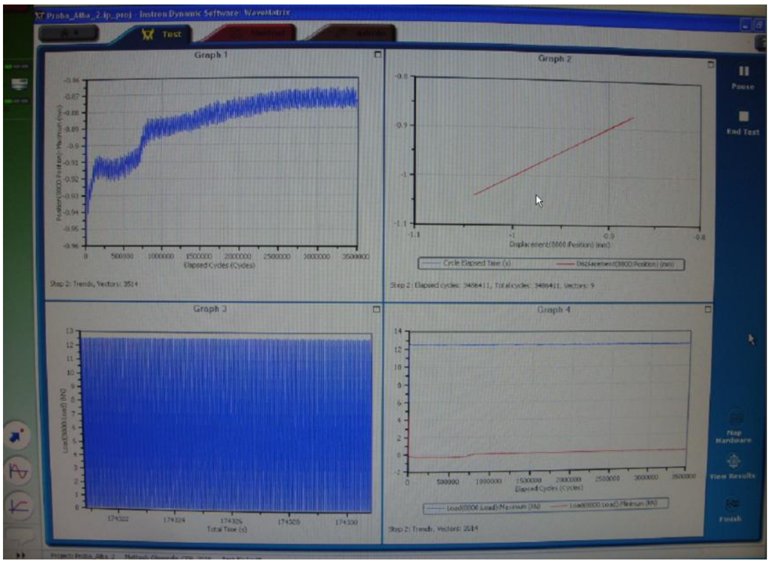


Fig. 3.10. Meniu-ul softului WaveMatrix

In timpul încercărilor la oboseală se urmăreşte creşterea deformațiilor celor două probe pe parcursul încercării (graficul din partea dreapta-sus).

Se vor reține, după efectuarea încercărilor, numărul de cicluri până la rupere, atât pentru proba fără concentrator cât şi pentru proba cu concentrator.

Bibliografie

[1] **** Standardul ISO 1099, "Metallic materials — Fatigue testing —Axial force-controlled method";
[2] D.R. Mocanu, Încercarea materialelor, vol.1, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1982
[3] **** Standardul SR EN 13674-1, „Aplicații feroviare, *Cale. Şine,* Partea 1: Şine Vignole cu masa mai mare sau egală cu 46 kg/m"
[1] Viorel Goanță, Axinte Toader, Iftimie Dumitru George, *The variation of the Vickers micro-hardness in the vicinity of the fracture surfaces at static loading,* Journal of engineering studies and research – volume 17 (2011) no. 3,pg. 30-39, 2011
Neuber, H., "Theory of Stress Concentration for Shear Strained Prismatic Bodies with Nonlinear Stress–Strain Law,"J. Appl. Mech., Vol. 28, Ser. E, No. 4., 1961, pp. 544–550.
Neuber, H., Theory of Notch Stresses ,Office of Technical Services, U.S. Department of Commerce, Washington, DC, 1961.
Stress Concentration, Cap. 6, http://www.ewp.rpi.edu/hartford/~ernesto/Su2012/EP/MaterialsforStudents/Aiello/Roark-Ch06.pdf

[2]Pilkey, W. D., *Peterson's Stress Concentration Factors*, Wiley, New York, 1997.
[3] Timoshenko, S. P., and Goodier, J. N., *Theory of Elasticity*, 3rd ed., McGraw-Hill, New York, 1970.
[4]Maleev, V. L., and Hartman, J. B., *Machine Design*, 3rd ed., International Textbook Co., Scranton, PA, 1954.
[5] Neuber, H., "Theory of Stress Concentration for Shear Strained Prismatic Bodies with Nonlinear Stress–Strain Law," *J. Appl. Mech.*, Vol. 28, Ser. E, No. 4., 1961, pp. 544–550.
[6]Pilkey, Water D., *Peterson's Stress Concentration Factors*. Second Edition. New York:John Wiley & Sons, Inc., 1997.
[7]* * * https://www.efatigue.com/constantamplitude/stressconcentration/
[8]Nedelcu, D., *Proiectare şi simulare numerică cu SOLIDWORKS*, Septembrie 2011, Editura Eurostampa, Timişoara, ISBN 978-606-569-276-3.
[9]Joiart, Cr.Udo., *Calculul concentratorilor de tensiuni prin modulul SolidWorks Simulation*, Lucrare de licență UEMR, 2012, Coordonator ştiințificProf.Dr.Ing. Dorian Nedelcu.
[10]http://www.amesweb.info/StressConcentrationFactor/StressConcentrationFactors.aspx

OBOSEALA MATERIALELOR ŞI ELEMENTE DE MECANICA RUPERII

- LABORATOR 4 -

SOLICITAREA LA OBOSEALĂ PRIN RĂSUCIRE EFECTUATĂ CU AJUTORUL UNUI DISPOZITIV ADAPTAT PENTRU MAŞINILE UNIVERSALE DE ÎNCERCAT - PULSATOARE

In cadrul lucrării se vor efectua încercări la oboseală prin răsucire cu ajutorul unui dispozitiv adaptat pentru maşinile universale de încercat – pulsatoare. Prin încercarea a cel puțin 10 probe confecționate pentru solicitarea prin răsucire cu ajutorul acestui dispozitiv, se poate determina limita la oboseală prin răsucire, τ_R, prin trasarea diagramei Wöhler. Dispozitivul permite solicitarea după un ciclu oarecare, cel mai adesea fiind utilizat pentru încercarea după un ciclu alternant simetric sau un ciclu pulsant.

4.1. Dispozitive şi maşini pentru încercarea la oboseală prin răsucire

Sunt cunoscute metode experimentale, şi ca urmare, maşini şi dispozitive, pentru determinarea limitei la oboseală pentru solicitările de tracțiune (compresiune), de încovoiere şi răsucire. Limita la oboseală este notată, în general, cu σ_R, σ_{Rt} sau τ_R, în funcție de solicitare. Pentru încovoiere se utilizează σ_R, pentru tracțiune (compresiune) se utilizează σ_{Rt} iar pentru răsucire se utilizează τ_R. Indicele R reprezintă coeficientul de asimetrie al ciclului de solicitare şi este definit de relația: $R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$.

Aşadar, limita la oboseală se determină pentru fiecare solicitare în parte iar pentru o solicitare fixată se determină pentru un anumit coeficient de asimetrie al ciclului de solicitare. Este cunoscut faptul că, *pentru solicitarea de tracțiune-compresiune* se utilizează, în general**,** **maşini universale de încercat** numite şi **pulsatoare**, care, din dotare, sunt prevăzute a putea face o mişcare alternantă în vederea introducerii sarcinilor ciclice de oboseală mecanică. Variindu-se, de exemplu, forța medie şi amplitudinea solicitării, se vor obține diferite valori ale coeficientului de asimetrie. Se poate modifica, de asemenea şi prin

consecință, şi forța maximă şi, ca urmare, tensiunea maximă de solicitare, ce permite solicitarea diferitelor probe la valori diferite ale tensiunii maxime. Valoarea tensiunii maxime împreună cu numărul de cicluri de solicitare până la rupere pentru o probă, formează un punct de coordonate pe diagrama Wöhler. Pentru *solicitarea de încovoiere plană*, se utilizează, de asemenea, acelaşi tip de **pulsator**.

Modificarea parametrilor de încercare, pe baza cărora să se obțină tensiuni maxime diferite de solicitare dar şi coeficienți diferiți de asimetrie a ciclului de solicitare se face, în acelaşi mod descris mai sus pentru solicitarea de tracțiune-compresiune. Atât pentru solicitarea de tracțiune-compresiune cât şi pentru solicitarea de încovoiere plană, se utilizează şi **maşini special construite în acest scop**. Pentru solicitarea de **oboseală prin răsucire**, sunt construite atât **maşini speciale** dedicate acestui scop cât şi **maşini de încercat universale** prevăzute şi cu partea de răsucire. La ambele variante există posibilitatea modificării atât a valorilor tensiunii maxime cât şi a coeficientului de asimetrie al ciclului de solicitare, R, pentru prima variantă modificarea R fiind mai greoaie şi făcându-se cu dispozitive speciale.

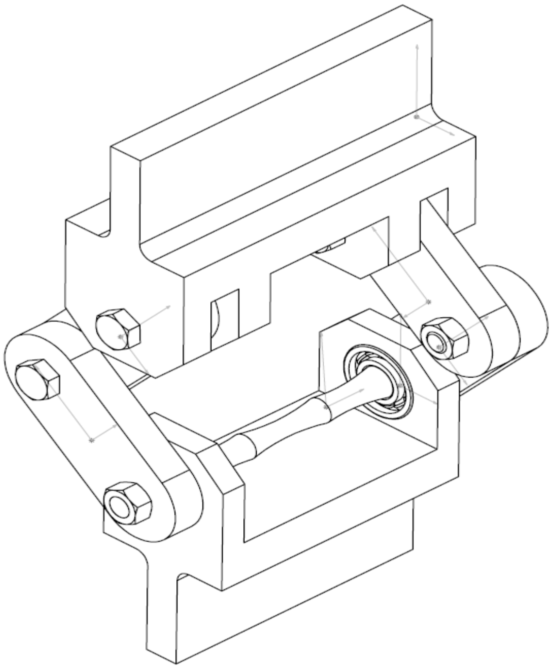
4.2. Dispozitivul pentru oboseală prin răsucire ataşat pulsatorului

In lucrarea de față se va utiliza un dispozitiv construit pentru a putea solicita la **oboseală prin răsucire** probe cilindrice, în aceste condiții putându-se determina limita la oboseală τ_R. Dispozitivul este conceput în aşa fel încât să poată fi ataşat unei maşini universale de încercat de tip pulsator, *figura 4.1*. Astfel, se combină simplitatea dispozitivului, nemaifiind necesare maşini de încercat speciale cu acționare proprie, cu facilitățile oferite de maşina universală de încercat (pulsator). In aceste condiții, toți parametrii privind încărcarea, deplasarea, frecvența şi numărul de cicluri sunt stabiliți pe baza softului specializat în acest sens şi care conduce maşina de încercat. Pe de altă parte, rezultatele sunt stocate în fişierele din cadrul calculatorului de proces.

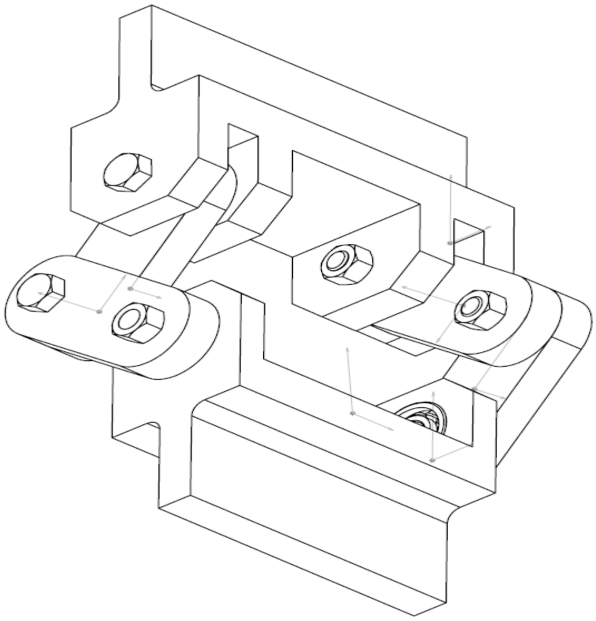
Dispozitivul este simplu şi adaptabil *maşinii universale de încercat* de tip pulsator, conținând două mecanisme, fiecare având câte două brațe articulate, cele două mecanisme fiind aşezate **antisimetric** în raport cu secțiunea transversală a probei, în acest fel putându-se introduce la capetele probei două momente de răsucire egale în mărime şi de sensuri contrare, *figura 4.2*.

Utilizând acest dispozitiv se elimină posibilitatea utilizării de *maşini special construite* în acest scop, acestea fiind scumpe şi trebuind să fie prevăzute cu toate sistemele de preluare, achiziție şi stocare a datelor privitoare la valoarea încărcării, a frecvenței şi a numărului de cicluri de solicitare. Chiar şi aşa, respectivii parametri, atât cei de la intrare cât şi cei preluați nu sunt întotdeauna foarte precişi. Pe de altă parte, utilizarea dispozitivului din *figura 4.2* elimină posibilitatea utilizării **maşinilor universale** care sunt dotate şi cu varianta pentru răsucire. Acestea au, în majoritatea cazurilor, şi acționarea la tracțiune-compresiune, astfel că, adăugarea şi a posibilității de rotire a axei pentru realizarea răsucirii prin oboseală conduce la costuri destul de mari pentru un astfel de utilaj. Astfel, dispozitivul descris aici combină avantajul utilizării unei maşini universale de încercat, la care parametrii introduşi pentru

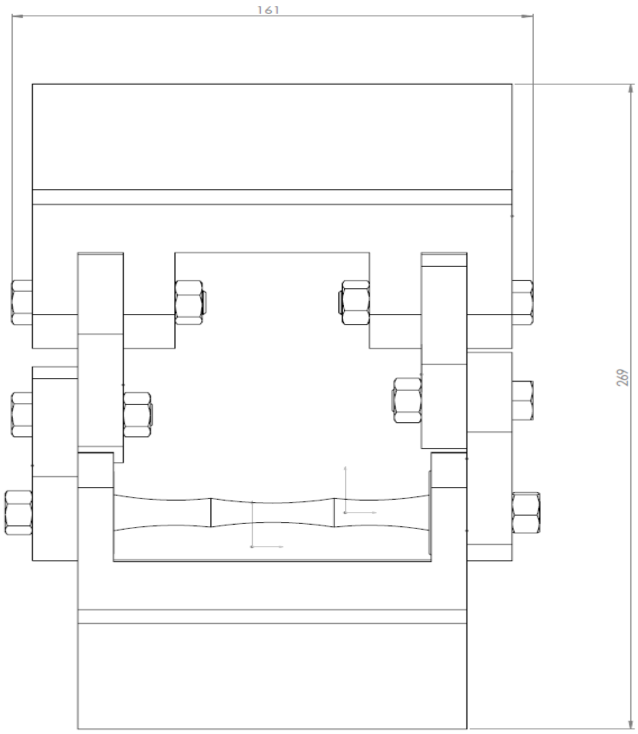
solicitare şi cei preluați pentru calculele ulterioare sunt precişi, cu avantajul unui dispozitiv simplu şi nu foarte costisitor.



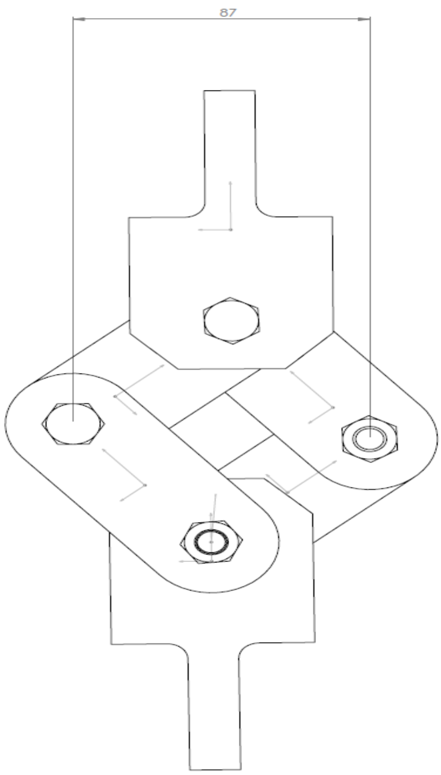
a) vedere spațială de sus



b) vedere spațială de jos

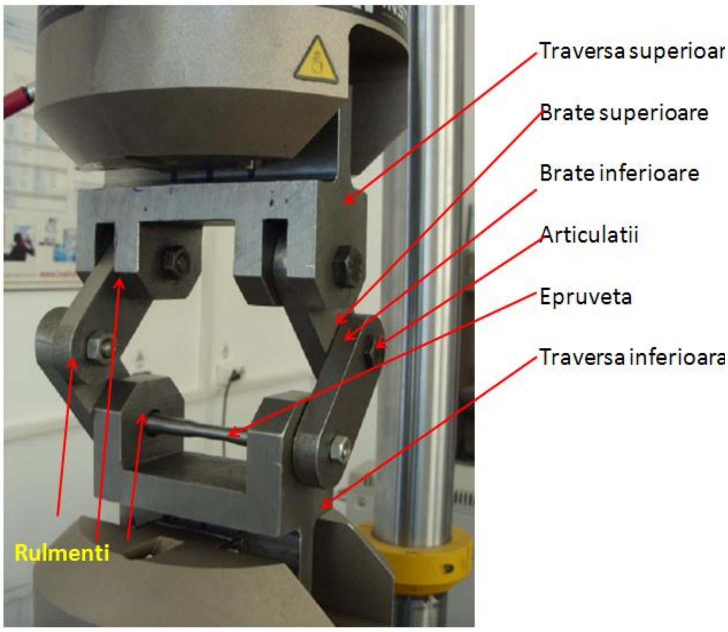


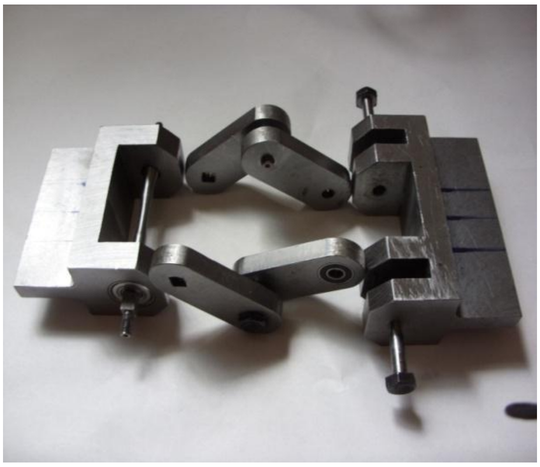
c) vedere frontală



d) vedere laterală

Fig. 4.1. Desen de ansamblu al dispozitivului





a) în maşina de încercat b) elemente componente

Fig. 4.2. Utilizarea dispozitivului de răsucire prin oboseală în maşina universală de încercat

4.3. Determinarea momentului de răsucire pe baza forţei şi a deplasării furnizate de maşina de încercat

In continuare se prezintă un exemplu de determinare a momentului de răsucire aplicat la fiecare din capetele epruvetei, în vederea determinării tensiunii tangenţiale maxime introduse în aceasta.

In *figura 4.3* se poate constata că braţele, aflate la cele două capete ale epruvetei sunt aşezate antisimetric, cu articulaţiile centrale de-o parte şi de alta a axei geometrice a epruvetei.

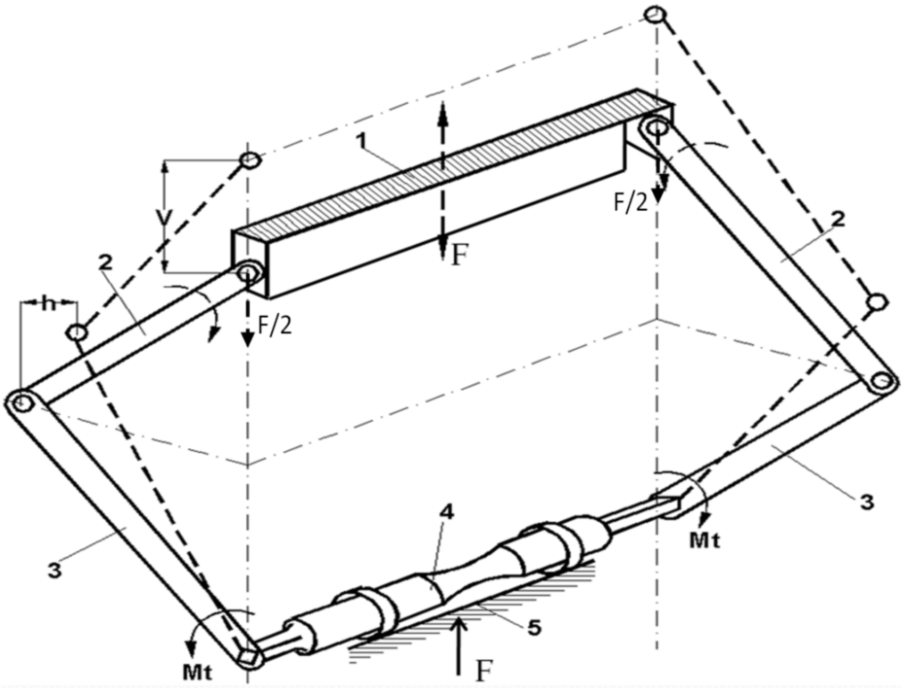


Fig. 4.3. Schema dispozitivului – forţa F, deplasarea v şi momentele M_t

Distanța dintre cele două articulații, măsurată perpendicular pe axa epruvetei este de 87 mm. In aceste condiții, la mişcarea pulsatorie pe verticală a pistonului maşinii de încercat, cele două perechi de brațe vor executa mişcări de rotație opuse, ce permit introducerea la capetele epruvetei de momente de răsucire, egale şi de sens contrar. Astfel, este satisfăcută cerința unei încercări la răsucire pură.

Se are în vedere faptul că, de la maşina de încercat se pot achiziționa cu precizie, valori pentru **forța** introdusă de maşină şi **deplasarea** pistonului acesteia. In vederea determinării tensiunii din epruvetă, trebuie evaluat **momentul de răsucire** aplicat la capetele epruvetei în funcție de **forța şi deplasarea** înregistrate pe maşina de încercat. Pentru determinarea unei formule de calcul în acest sens, am reprezentat forțele rezultante din cuplele cinematice şi din articulațiile dispozitivului. Astfel, în *figura 4.4* avem modul de proiectare şi compunere a acestora. Se menționează faptul că poziția de echilibru inițial şi montare a epruvetei (forța şi momentul sunt zero), este cea prezentată cu linie întreruptă în figura 3, cu unghiul de 90^0 între brațe în zona articulației centrale, şi, ca urmare, cu unghiul de 45^0 între brațe şi verticală (direcția de solicitare).

Atunci când, de la maşina de încercat se aplică forță dispozitivului, unghiul brațelor în raport cu verticala devine α. Forța, ce se înregistrează în fişierul de date, se descompune în brațele dispozitivului în forțele axiale N ce se calculează cu relația:

$$N = \frac{F}{2}\cos\alpha \tag{4.1}$$

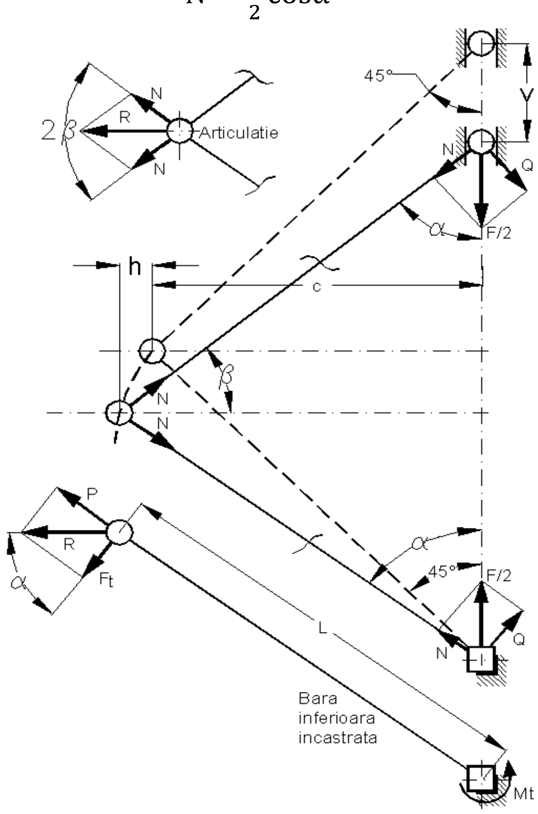


Fig. 4.4. Reprezentarea reacțiunilor din cuplele cinematice şi articulații

Intr-o singură pereche de brațe se induce forța F/2, vezi *figura 4.4*. În articulația centrală are loc compunerea acestora rezultând forța R, conform relațiilor:

$$R^2 = N^2 + N^2 + 2NN\cos 2\beta; \tag{4.2}$$

Pe de altă parte, unghiul β este:

$$\beta = \pi - \alpha \tag{4.3}$$

şi va rezulta:

$$\cos 2\beta = \cos 2(\pi - \alpha) = \cos 2\alpha \tag{4.4}$$

Astfel, forța rezultantă R din articulația centrală va fi:

$$R^2 = 2N^2(1+\cos 2\beta) = 2N^2(1+\cos 2\alpha) \tag{4.5}$$

Având în vedere relațiile (1) şi (3), forța rezultantă R va avea forma:

$$R = \frac{F\cos\alpha}{\sqrt{2}}\sqrt{1+\cos 2\alpha} \tag{4.6}$$

Forța rezultantă R din articulația centrală se descompune pe brațul inferior, *figura 3*, acesta considerându-se a fi încastrat în acest moment, conducând la apariția forței F_t:

$$F_t = R\cos\alpha = \frac{F\cos^2\alpha}{\sqrt{2}}\sqrt{1+\cos 2\alpha} \tag{4.7}$$

In raport cu zona de prindere a epruvetei, forța F_t creează momentul de răsucire M_t, care se poate calcula cu relația:

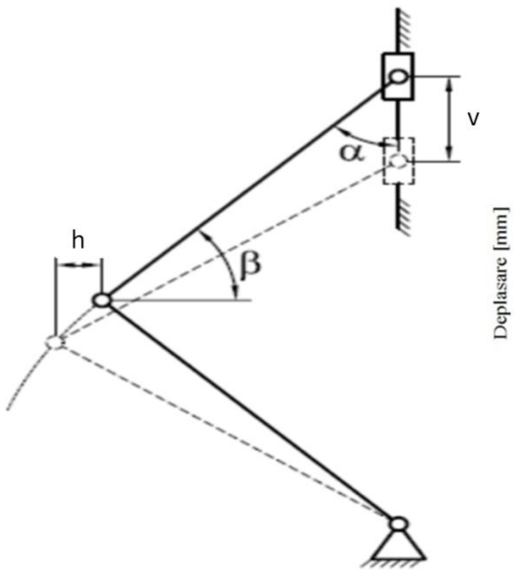
$$M_t = F_t \cdot L = \frac{F \cdot L \cdot \cos^2\alpha}{\sqrt{2}}\sqrt{1+\cos 2\alpha} \tag{4.8}$$

In această relație avem:

- F, forța dată de maşina de încercat – cunoscută;
- L, lungimea între articulațiile brațului (brațele au aceeaşi lungime) – cunoscută;
- α, unghiul momentan al brațelor în raport cu verticala. Acest unghi nu îl putem măsura, dar putem avea de la maşina de încercat deplasarea pe verticală a pistonului.

Observăm că momentul de răsucire se calculează în funcție de forța F, forță care ne este dată de către maşina de încercat, lungimea L a brațului inferior pe care o putem măsura, şi unghiul α dintre axa verticală a dispozitivului şi brațele superioare în timpul funcționării. Acest unghi nu putem să îl măsurăm, dar îl putem determina în funcție de deplasarea pe verticală a traversei superioare v, valoare care este dată de către maşina de încercat în fişierul de date achiziționat.

Astfel, s-a recurs la o analiză de tip mecanism, *figura 4.5*, din care se poate deduce o relație între deplasarea pe verticală v, a pistonului maşinii de încercat şi deplasarea pe orizontală h, a articulației centrale.



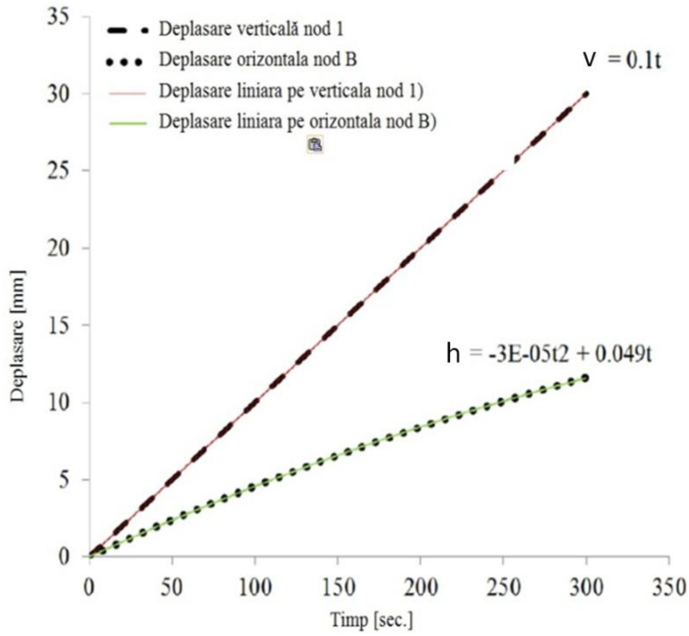


Fig. 4.5. Reprezentarea deplasărilor v şi h

Fig. 4.6. Diagrama deplasărilor

Pe baza unui program specializat, se trasează curbele de variaţie a deplasărilor amintite în raport cu timpul, *figura 4.6*. Din relaţiile pentru cele două deplasări prezentate în *figura 5*, se elimină timpul şi se obţine relaţia:

$$h = -3 \cdot 10^{-3} \cdot (v)^2 + 0{,}49 \cdot v = f(v) \tag{4.9}$$

Pe de altă parte, din mecanismul aflat în stare de repaus – cu unghiul $\alpha=45^0$ – se deduce o relaţie între cateta c, *figura 4.4*, şi lungimea L barei:

$$c=\frac{L}{\sqrt{2}}; \tag{4.10}$$

Din mecanismul în mişcare se deduce relaţia :

$$\sin\alpha=\frac{c+h}{L} \tag{4.11}$$

Având în vedere relaţiile (9) şi (10) va rezulta:

$$\sin\alpha=\frac{\frac{L}{\sqrt{2}}+(-3\cdot 10^{-3}v^2+0{,}49v)}{L} \tag{4.12}$$

Astfel, unghiul α este dat de relaţia de mai jos, care este funcţie de deplasarea pe verticală, variabilă, a pistonului maşinii.

$$\alpha=\arcsin\left(\frac{1}{\sqrt{2}}-\frac{3\cdot 10^{-3}v^2-0{,}49v}{L}\right) \tag{4.13}$$

Unghiul α astfel obţinut se introduce în relaţia (8) cu ajutorul căreia se calculează momentul de răsucire M_t. In aceste condiţii, limita la oboseală se va calcula cu relaţia:

$$\tau_R = \frac{M_t}{W_p} \quad (4.14)$$

în care M_t este momentul de răsucire calculat cu relația (8) iar W_p este momentul de inerție polar care, pentru o secțiune circulară plină de diametru d, se calculează cu relația:

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} \quad (4.15)$$

4.4. Rezultate obținute

In tabelul 4.1, sunt prezentate rezultatele ce se pot obține pentru unghiul α, cu ajutorul relației (4.13), în condițiile utilizării fişierului de date pentru deplasarea **v** a pistonului maşinii de încercat (aici s-a considerat L=60 mm şi d=10 mm).

Tab. 4.1. Rezultate obținute pentru determinarea Mt pe baza F şi a v

F	v	α	sinα	cos2α	cosα	M_t	τ
[N]	[mm]	[grade				[N·m]	[N/mm²]
0	0.0	45.000	0.707	0.000	0.707	0.000	0.000
25	0.1	45.066	0.708	-0.002	0.706	0.528	2.692
50	0.2	45.132	0.709	-0.005	0.705	1.053	5.365
75	0.3	45.198	0.710	-0.007	0.705	1.574	8.019
100	0.4	45.265	0.710	-0.009	0.704	2.092	10.654
125	0.5	45.331	0.711	-0.012	0.703	2.606	13.272
150	0.6	45.397	0.712	-0.014	0.702	3.116	15.870
175	0.7	45.463	0.713	-0.016	0.701	3.623	18.450
200	0.8	45.529	0.714	-0.018	0.701	4.126	21.012

Aşa cum se constată din *relația (4.8),* momentul de răsucire aplicat epruvetei este în funcție de forță, dată de maşina de încercat, de lungimea L a brațelor, cunoscută şi fixă şi de deplasarea pe verticală a pistonului maşinii, v, în *relația (4.8)* înlocuindu-se α cu valorile date de relația (4.13).

Acum avem toate datele necesare pentru calcularea momentului de răsucire M_t necesar calculării tensiunii tangențiale τ, pentru ca apoi, în urma mai multor încercări efectuate să putem trasa curba Wöhler. Pentru un ciclu de încărcare, se calculează tensiunea tangențială maximă care, împreună cu numărul de cicluri până la rupere, formează un punct de pe diagrama Wöhler. Valoarea tensiunii tangențiale pentru care epruveta nu se mai rupe după un număr suficient de cicluri de solicitare se consideră a fi limita la oboseală prin răsucire, τ_R. Se precizează faptul că, prezentul dispozitiv poate realiza diferire valori ale coeficientului de asimetrie R, pe baza preîncărcării cu o forță inițială, F_m, şi solicitării la oboseală cu o amplitudine F_a, în jurul valorii F_m. Pe baza calculelor anterior prezentate se obțin diferite valori pentru τ_{min} şi τ_{max}, ($R= \tau_{min}/\tau_{max}$).

În *tabelul 4.1* sunt date valorile şi pentru momentul de răsucire M_t şi tensiunea tangențială τ, calculate în funcție de forța F şi deplasarea v a pistonului maşinii de încercat.

Aici s-a considerat proba ca având diametrul de 10 mm, *figura 4.7*. Astfel, cu ajutorul dispozitivului prezentat în *figura 4.1*, se poate introduce o tensiune tangențială mare în proba solicitată, astfel încât aceasta să se rupă după un număr mic de cicluri de solicitare. In aceste condiții, cu atât mai mult se vor putea introduce tensiuni mici în probe ce vor rezista un număr mai mare de cicluri.

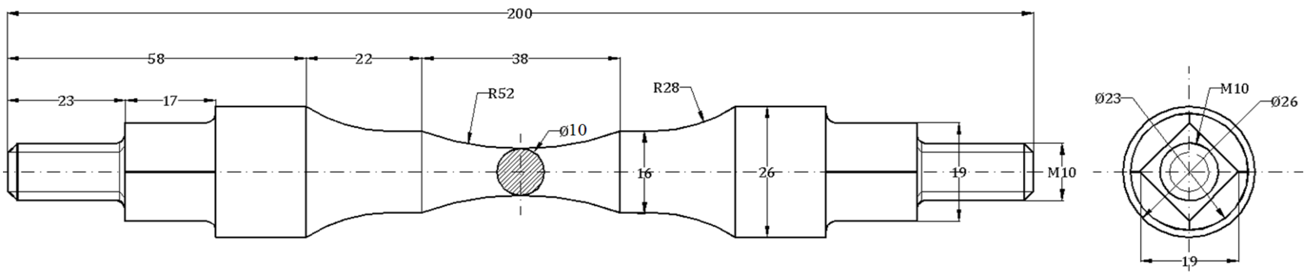


Fig. 4.7. Tipul de epruvetă cu care s-a realizat încercarea

Bibliografie

1. Mocanu, D.R. ş.a. *Incercarea materialelor*, vol. I, Ed. Tehnică, Bucureşti 1980
2. Andrusca, L., Doroftei, I., Barsanescu, P.D., Goanta, V., *Assessment of Systems for Carrying Out of Planar Biaxial Tensile Test,* Applied Mechanics and Materials, Vol. 658 (2014), pp 3-8.
3. Rajkumar, P., Gore, P.N., *Review the Effect of Specimen Geometry on Torsion Test Results*, International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology, Vol. 2, Issue 12, December 2013, pp. 7567-7574.
4. Bayraktar, E., Xue, H., Ayari, F., C. Bathias, C., *Torsional fatigue behaviour and damage mechanisms in the very high cycle regime*, Archive of material science and engineering, Vol. 3. Issue 2, june 2010, pp. 77-86.
5. Peña Bustos, F.M., Alvarez Vargas, C.A., *Design and construction of a torsional fatigue testing machine operated by inertial loads*, Dyna, vol. 79, núm. 172, abril, 2012, pp. 46-55.

OBOSEALA MATERIALELOR ŞI ELEMENTE DE MECANICA RUPERII

- LABORATOR 5 -

SOLICITAREA DE OBOSEALĂ COMPUSĂ PRIN TRACȚIUNE-TORSIUNE

5.1. Descrierea dispozitivului de solicitare la oboseală prin tracțiune-torsiune

Dispozitivul descris în cadrul acestei lucrări se utilizează pentru determinarea rezistenței materialelor (sau a limitei la oboseală) prin solicitarea de oboseală compusă de tracțiune cu torsiune. Dispozitivul se ataşează unei maşini universale ce lucrează deja la oboseală prin tracțiune (încovoiere) de tip pulsator, utilizându-se în calcule valorile, pentru anumite mărimi, furnizate de maşina de încercat. Prin rapoarte diferite între τ şi σ se pot obține mai multe puncte în cadrul curbei de variație dintre tensiunea tangențială şi tensiunea normală. Două dintre aceste puncte vor fi reprezentate de intersecția cu axele şi vor fi obținute prin încercarea de tracțiune simplă şi prin încercarea de răsucire simplă.

Dispozitivul de încercare la oboseală compusă de tracțiune-răsucire a fost proiectat cu ajutorul programului Catia. Tot aici s-au realizat mişcarea cinematică precum şi analiza cu elemente finite. După mai multe variante concepute s-a ajuns la configurația dispozitivului prezentat în *Figura 5.1*. Dispozitivul conceput, proiectat şi realizat pentru încercarea de oboseală compusă de tracțiune cu răsucire prezintă următoarele avantaje: dispozitivul este simplu și adaptabil *mașinii universale de încercat la oboseală de tip pulsator*; prin montarea de came cu diferite înclinări ale canalului conducător se pot obține diferite rapoarte între tensiunea normală şi cea tangențială. În *Figura 5.1* se prezintă desenul de ansamblu al dispozitivului utilizat pe o maşină universală de încercat de tip pulsator, pentru încercarea compusă de oboseală prin tracțiune şi torsiune, alcătuit din:

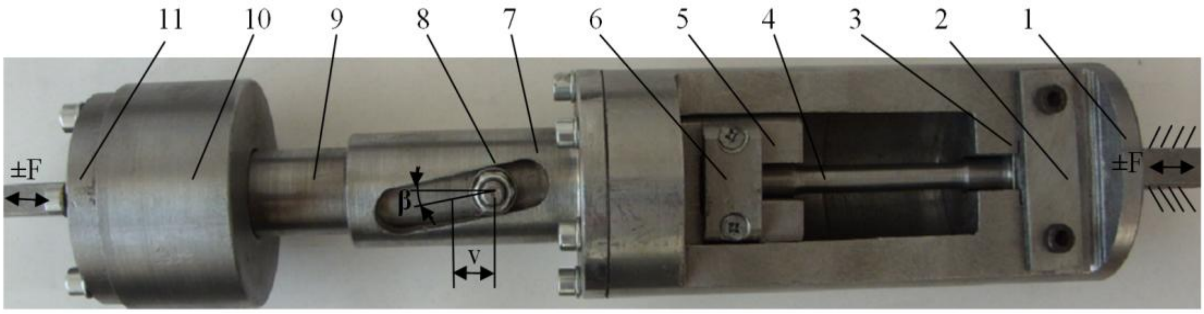


Fig. 5.1. Dispozitivul ataşabil maşinii universale de încercat şi proba utilizată

1- element de prindere în bacul fix;
2- plăcuță de fixare a epruvetei în partea superioară;
3- locaş superior de fixare a epruvetei cu capete pătrate;
4- epruveta;
5- locaş inferior de fixare a epruvetei cu capete pătrate;
6- plăcuță de fixare a epruvetei în partea inferioară;
7- camă;
8- rulment radial fixat cu piuliță;
9- axul central;
10-cilindrul pentru fixare rulmenţi axiali;
11-element de prindere în bacul mobil.

5.2. Modul de funcționare a dispozitivului

Aşa cum se poate vedea din *figura 5.1*, funcționarea dispozitivului se bazează pe mişcarea relativă dintre axul central şi camă. Bacurile mobile ale maşinii de încercat, *figura 5.2*, vor solicita la tracțiune (+F) epruveta prin intermediul axului central 9. Acesta, la rândul lui, va efectua o mişcare de translație pe distanța d, care, în epruvetă, se traduce printr-o solicitare de tracțiune, ca urmare a aplicării forței de către maşina de încercat. Pe de altă parte, cama 7 fiind fixă, prin intermediul celor doi rulmenți radiali 8 (dispuşi pe cele două canale opuse ale camei – a se vedea *figura 5.3*), şi având în vedere faptul că epruveta se va deforma, axul central 9 va fi obligat să execute şi o mişcare de rotație cu unghiul β care se va traduce într-o solicitare de torsiune aplicată epruvetei. Reacțiunea rezultată ca moment de torsiune se va introduce în bacul fix al maşinii de încercat. În acest fel, mişcarea de rotație şi cea de translație efectuată de către axul central 9, având în vedere modul în care este construit dispozitivul, se vor transfera epruvetei 4. Epruveta se va opune tendinței de deplasare şi rotire, conducând la apariția unei forțe de reacțiune şi a unui moment de reacțiune (de torsiune) transferate bacurilor superioare, fixe, ale maşinii universale de încercat. În aceste condiții, se realizează dezideratul ca, în epruvetă să se introducă atât forță axială cât şi moment de torsiune.

La revenirea forței la zero, dată fiind elasticitatea epruvetei, aceasta revine la poziția inițială, după care ciclul se reia.



Fig. 5.2. Prinderea dispozitivului în bacurile dispozitivului maşinii de încercat



Fig. 5.3. Cama utilizată în cadrul

Observații:

Solicitarea de oboseală se efectuează în domeniul elastic de solicitare al probei; Ambele solicitări, tracțiune şi torsiune se realizează după un ciclu pulsant pozitiv între 0 şi +F, Revenirea la zero se face ca urmare a tensiunile elastice acumulate de către epruvetă.

5.3. ANALIZA CU ELEMENTE FINITE A PROBEI SUPUSE LA SOLICITAREA DE TRACȚIUNE CU TORSIUNE

In programul Algor s-a făcut o analiză cu elemente finite a probei care va fi solicitată pe dispozitivul de încercare la oboseală şi torsiune adaptabil maşinii universale de încercat. Proba/epruveta este încărcată static cu sarcini axiale şi de torsiune. In figura 1 este prezentată rețeaua de discretizare, condițiile de rezemare şi încărcările. Astfel, secțiunii mediane a probei i-a fost împiedicată deplasarea pe axa y şi rotirile pe axele z şi x. Solicitarea este dată sub formă de presiuni pe suprafețele de capăt, *figura 5.4*.

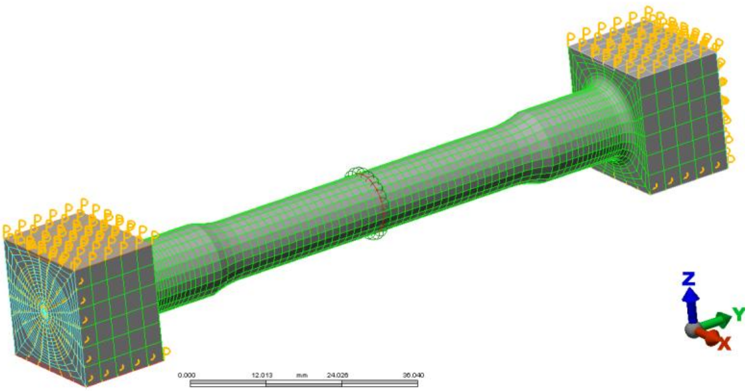


Fig. 5.4. Rețeaua de discretizare

Din *figura 5.5* se observă că tensiunea von Mises este maximă în zona calibrată a epruvetei. Ca urmare, se verifică corectitudinea modului de lucru, respectiv al modelării, rezemării şi încărcării probei. Proba are dimensiunea de 10 mm în zona calibrată şi a fost supusă unei încărcări axiale totale 20 kN, rezultată din aplicarea unei presiuni de 50 N/mm² pe suprafaţa de (20x20)=400 mm² şi unui moment de torsiune de 64 N·m rezultat prin aplicarea unei presiuni de 100 N/mm² pe două feţe opuse de arie totală 2x(20x17)=680 mm². Ca urmare tensiunile normală şi tangenţială vor fi:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{20000}{\frac{\pi \cdot 10^2}{4}} = 254{,}64\ N/mm^2$$

$$\tau = \frac{M_t}{W_p} = \frac{68000}{\frac{\pi \cdot 10^3}{16}} = 346{,}32\ N/mm^2$$

Ca urmare, tensiunea von Mises va fi:

$$\sigma_{vM} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = 651{,}65\ N/mm^2$$

Din *figura 5.5* se constată că tensiunea este de 650,95 N/mm², ca urmare, valorile calculate şi cele rezultate prin analiza cu elemente finite sunt apropiate.

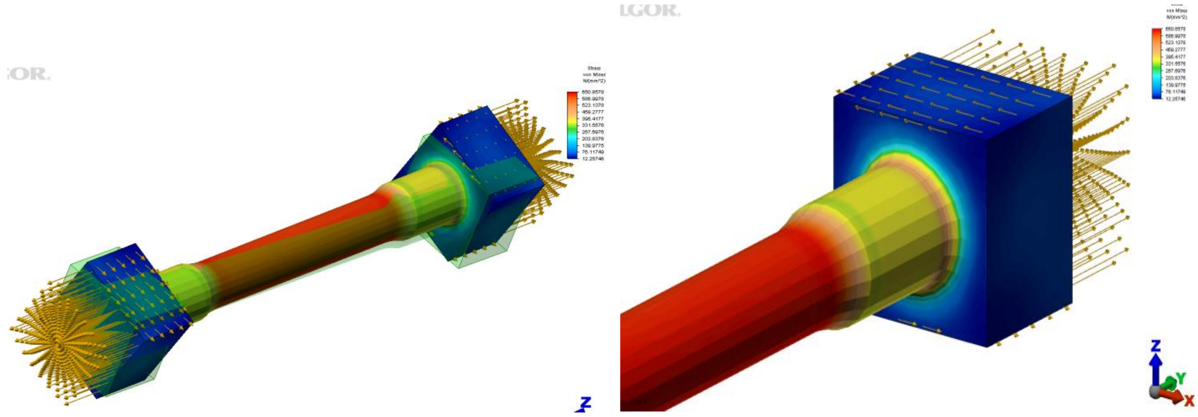


Fig. 5.5. Harta tensiunilor von Mises

In *figura 5.6* se prezintă deplasarea epruvetei după solicitare. Această mărime nu este elocventă pentru calculul deformaţiilor specifice întrucât, epruveta fiind restricţionată doar în secţiunea centrală, se poate deplasa liber în rest. Totuşi, se constată faptul că, în raport cu poziţia iniţială capetele epruvetei se rotesc dar se şi deplasează, în acelaşi timp.

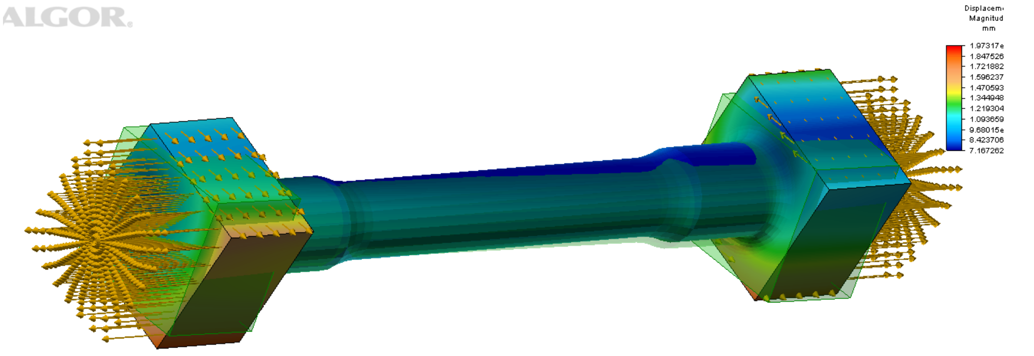


Fig. 5.6. Rotirea şi deplasarea capetelor epruvetei

In *figura 5.7* sunt ilustrate direcțiile tensiunilor principale. Se observă că direcția tensiunii principale maxime înregistrată pe zona calibrată este una oarecare, rezultată din compunerea tensiunii normale şi a celei tangențiale.

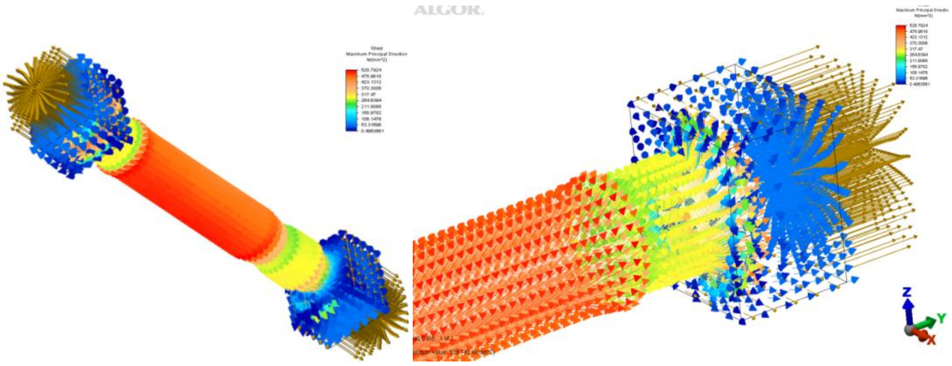


Fig. 5.7. Direcția tensiunilor principale

In *figura 5.8* este ilustrată harta tensiunilor normale σ_{xx}, axa XX fiind axa geometrică a barei. Se remarcă faptul că tensiunea normală pe porțiunea calibrată a epruvetei este de 256 MPa.

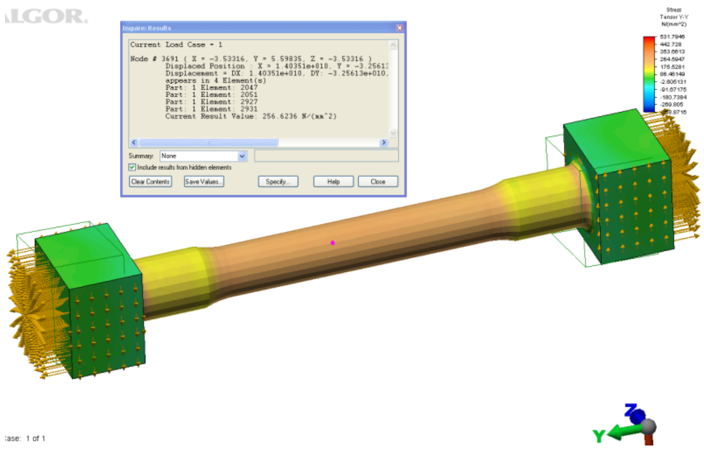


Fig. 5.8. Harta tensiunilor normale σ_{xx}

In *figura 5.9* este prezentată harta tensiunilor tangențiale τ_{xx} pe direcția axei barei.

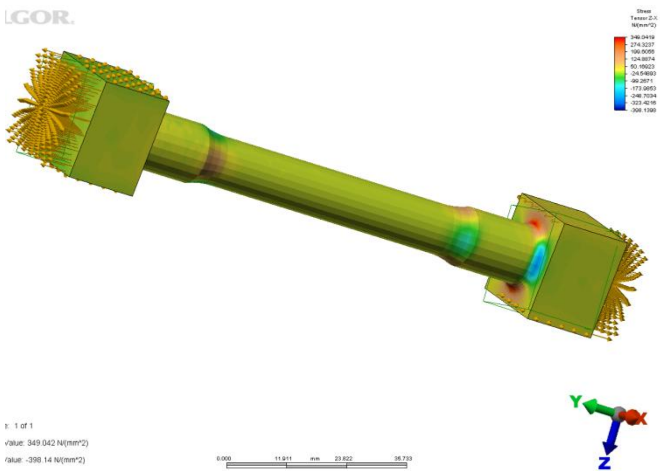


Fig. 5.9. Harta tensiunilor tangențiale τ_{zx}

5.4. ANALIZA CU ELEMENTE FINITE CAMA

In programul Algor s-a făcut o analiză cu elemente finite a camei utilizată în cadrul dispozitivului de încercare la oboseală şi torsiune adaptabil maşinii universale de încercat. Cama este utilizată pentru a transforma mişcarea de translaţie a tijei centrale prin care se face solicitarea probei, într-o mişcare de translaţie şi una de rotaţie. In *figura 5.10* este prezentată reţeaua de discretizare, condiţiile de rezemare şi încărcările. Astfel, secţiunile de capăt sunt încastrate, în zona în care se sprijină rulmentul radial, cama este încărcată cu o presiune pe suprafaţă de valoare 200 N/mm². Fiecare suprafaţă având o arie de 90 mm² va rezulta o forţă de apăsare totală de 18 kN.

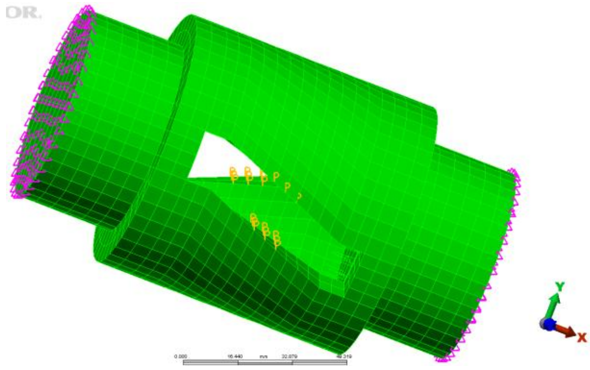


Fig. 5.10. Reţeaua de discretizare, modul de încărcare şi rezemare

Harta tensiunilor von Mises este ilustrată în *figura 5.11*. Evident că tensiunile cele mai mari sunt în zona contactului cu rulmentul radial şi sunt de 311 MPa. Important este ca tensiunile maxime din această zonă să nu ajungă la mai mult de $(0{,}65 \cdot \sigma_c)$, în care σ_c, este tensiunea de curgere a materialului, având în vedere faptul că zona supusă tensiunilor maxime va lucra la solicitarea prin oboseală de compresiune după un ciclu pulsant.

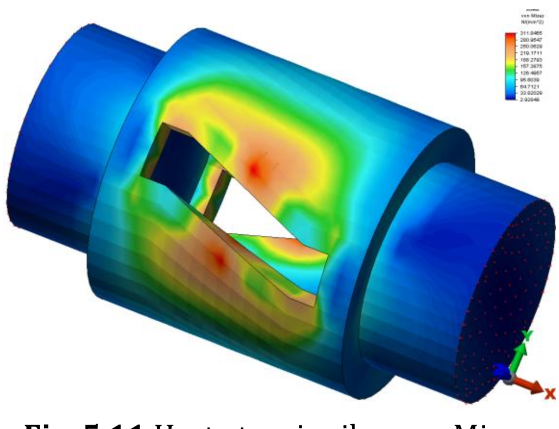


Fig. 5.11 Harta tensiunilor von Mises

In figura 5.12 este ilustrată harta deplasărilor de unde se constată că, în zona de acţiune a rulmenţilor radiali, deplasarea este relativ mare, de 0,1 mm sub acţiunea forţei de apăsare impusă de 18 kN.

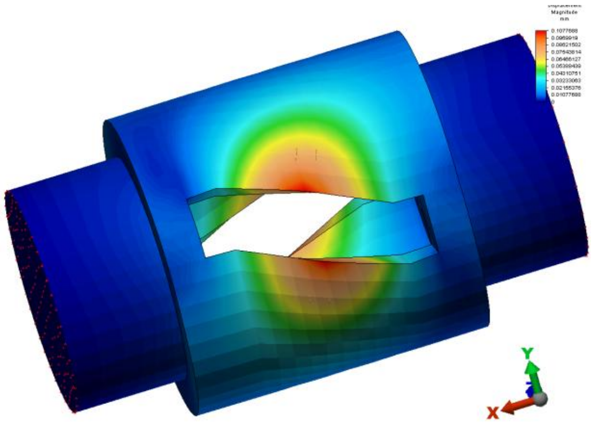


Fig. 5.12. Harta deplasărilor

In *figura 5.13* este ilustrată poziția flancurilor camei după deplasarea sub acțiunea forței de solicitare. In figură deplasarea este mărită în raport cu situația reală în care deplasarea maximă este de 0,1 mm. Se constată că sub acțiunea rulmentului radial se produce o comprimare a zonei flancurilor în care se face solicitarea.

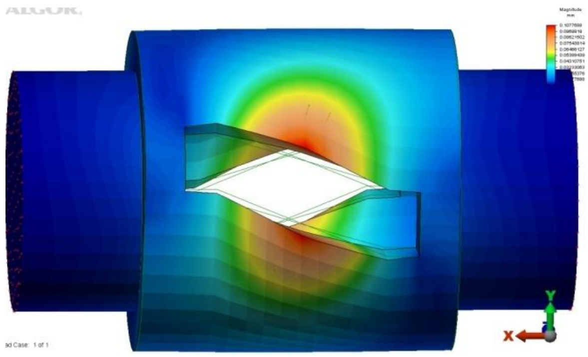


Fig. 5.13. Deplasările în raport cu poziția inițială

In *figura 5.14*. este ilustrată harta tensiunilor tangențiale τ_{zy}, secțiunile ZY fiind perpendiculare pe axa barei.

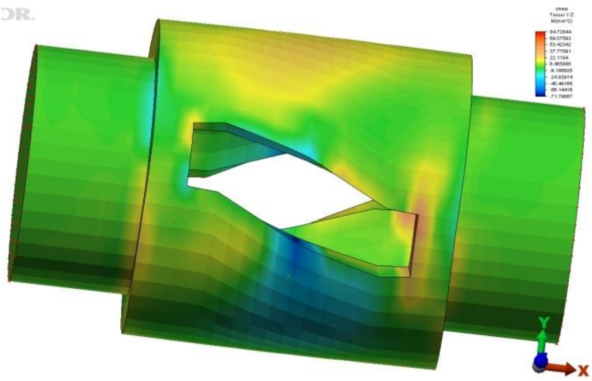


Fig. 5.14. Harta tensiunilor tangențiale τ_{yz}

In *figura 5.15* este ilustrată harta tensiunilor normale σ_{xx}, axa XX reprezentând axa geometrică a barei..

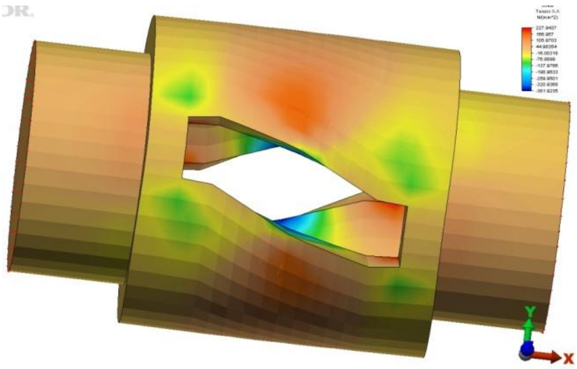


Fig. 5.15. Harta tensiunilor normale σ_{xx}

5.5. CALCULUL TENSIUNII NORMALE (MAXIME) ŞI TENSIUNII TANGENȚIALE (MAXIME) LA SOLICITAREA EPRUVETEI PRIN OBOSEALĂ COMPUSĂ DE TRACȚIUNE-TORSIUNE

Încercarea la oboseală are loc în domeniul elastic. Atunci când are loc solicitarea, rulmentul de pe camă se va deplasa pe verticală cu v şi se va roti cu unghiul β, *figura 5.16*. In figura 5.17 sunt puse în corespondență rotirea axului central (unghiul φ) şi unghiul β al camei.

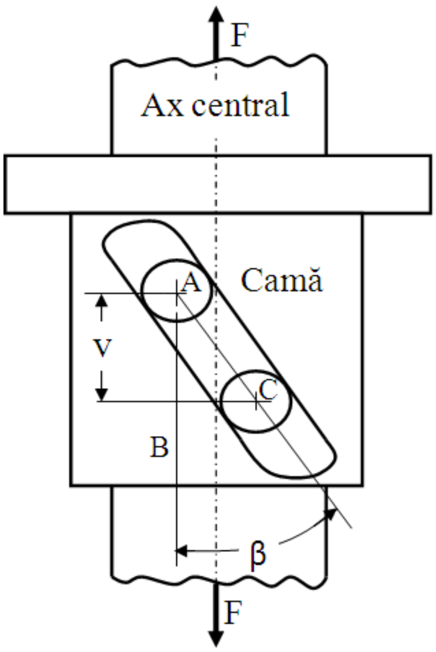


Fig. 5.16. Translarea şi rotirea axului central

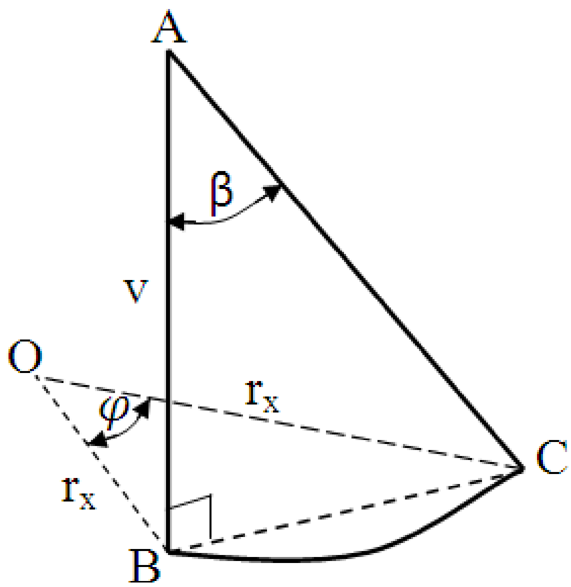


Fig. 5.17. Rotirea axului central

Distanța v este aceeaşi cu cea furnizată de maşina de încercat şi aceeaşi cu alungirea epruvetei, Δl=v, *figura 5.18* şi *figura 5.19*.

Deformația specifică a epruvetei va fi:

$$\varepsilon = \frac{v}{l_0} \tag{5.1}$$

unde l_0 este lungimea porțiunii calibrate a epruvetei.

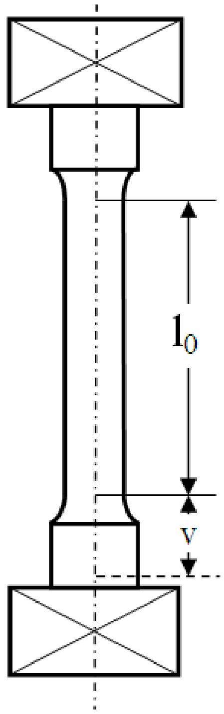


Fig. 5.18. Alungirea epruvetei

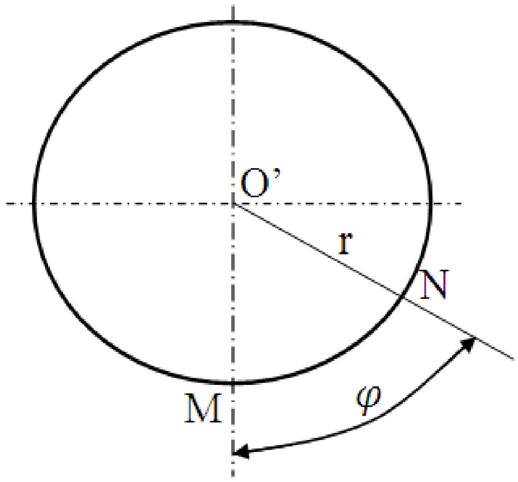


Fig. 5.19. Rotirea epruvetei

Tensiunea introdusă în epruvetă:

$$\sigma = \varepsilon \cdot E = \frac{v}{l_0} \cdot E \tag{5.2}$$

unde E reprezintă modulul lui Young.

Pentru determinarea tensiunii normale σ trebuie determinate sau măsurate următoarele mărimi:

- E – modulul de elasticitate longitudinală (Young) se determină prin încercarea de tracțiune statică pe o probă standardizată în acest sens și confecționată din același material;
- l_0 – lungimea porțiunii inițiale, calibrate, a epruvetei care se măsoară;
- v – deplasarea axului central care se ia din fișierul de date furnizat de mașina de încercat.

La parcurgerea distanței v atât axul central cât și epruveta se vor roti cu unghiul φ, *figura 5.17* și *figura 5.19*.

Din *figura 5.17* se deduce, pe de o parte că:

$$BC = v \cdot tg\beta \quad (5.3)$$

unde care β este unghiul de înclinare al camei, iar pe de altă parte:

$$\sin\frac{\varphi}{2} = \frac{BC}{2} \cdot \frac{1}{r_x} \quad (5.4)$$

de unde rezultă

$$BC = 2r_x \sin\frac{\varphi}{2} = v \cdot tg\beta \quad (5.5)$$

în care r_x este raza axului central.

De aici va rezulta:

$$\varphi = 2\arcsin\left(\frac{v \cdot tg\beta}{2 \cdot r_x}\right) \quad (5.6)$$

Din solicitarea la torsiune avem:

$$\varphi = \frac{Mt \cdot l_0}{G \cdot I_p} = \frac{Mt \cdot l_0}{G \cdot W_p \cdot r} = \frac{\tau \cdot l_0}{G \cdot r} \quad (5.7)$$

în care avem:

- Mt – momentul de torsiune;
- l_0 – lungimea calibrată a epruvetei;
- G – modulul de elasticitate transversală;
- I_p – momentul de inerţie polar;
- r – raza secţiunii transversale a epruvetei.

Din relaţiile (5.6) şi (5.7) va rezulta tensiunea tangenţială intrdusă în epruvetă:

$$\tau = \frac{2G \cdot r}{l_0} \cdot \arcsin\left(\frac{v \cdot tg\beta}{2 \cdot r_x}\right) \quad (5.8)$$

Pentru determinarea tensiunii tangenţiale τ trebuie determinate sau măsurate următoarele mărimi:

- G – modulul de elasticitate transversală se determină prin încercarea de torsiune statică pe o probă standardizată în acest sens şi confecţionată din acelaşi material sau pe baza relaţiei:

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (5.9)$$

- r – raza secţiunii transversale a epruvetei care se măsoară;
- l_0 - lungimea porţiunii iniţiale, calibrate, a epruvetei care se măsoară;

- v – deplasarea axului central care se ia din fişierul de date furnizat de maşina de încercat;
- β - unghiul de înclinare al camei care este cunoscut (26^0 sau 32^0);
- r_x - raza axului central care se măsoară (aprox. 15 mm).

Astfel, pe baza preluării deplasării v de la maşina de încercat şi a măsurătorilor şi determinărilor amintite, se pot calcula tensiunea normală (maximă) şi tensiunea tangențială (maximă) la solicitarea epruvetei prin oboseală compusă de tracțiune-torsiune.

5.6. Exemplu pentru încercarea unui oțel cu: $E=21\cdot10^4$ N/mm^2 şi $G=8\cdot10^4$ N/mm^2

Mărimi măsurabile:
- r =5 mm– raza secțiunii transversale a epruvetei care se măsoară;
- l_0 =100 mm- lungimea porțiunii inițiale, calibrate, a epruvetei care se măsoară;
- v=0,15 mm – deplasarea axului central care se ia din fişierul de date furnizat de maşina de încercat;
- β =32^0- unghiul de înclinare al camei care este cunoscut ;
- r_x =15 mm - raza axului central care se măsoară.

Deformația specifică a epruvetei va fi:

$$\varepsilon = \frac{v}{l_0} = \frac{0,15}{100} \tag{5.10}$$

unde l_0 este lungimea porțiunii calibrate a epruvetei.

Tensiunea introdusă în epruvetă:

$$\sigma_{max} = \varepsilon \cdot E = \frac{v}{l_0} \cdot E = \frac{0,15}{100} \cdot 21 \cdot 10^4 = 315 \text{ MPa} \tag{5.11}$$

Calculul tensiunii normală şi a tensiunii tangențială la solicitarea epruvetei prin oboseală compusă de tracțiune-torsiune utilizând cama cu unghi de 32^0

Mărimile determinabile din Figura 2 sunt următoarele:

$$BC = v \cdot tg\beta = 0,15 \cdot tg(32) = 0,0937 \tag{5.12}$$

unde care β este unghiul de înclinare al camei, iar pe de altă parte:

$$\sin\frac{\varphi}{2} = \frac{BC}{2} \cdot \frac{1}{r_x} = \frac{0,0937}{2} \cdot \frac{1}{15} = 0,00312 \tag{5.13}$$

de unde rezultă:

$$\varphi = 2 \cdot \arcsin(0{,}00312) = 0{,}358^0 \qquad (5.14)$$

Tensiunea tangențială introdusă în epruvetă:

$$\tau_{max} = \frac{2G \cdot r}{l_0} \cdot \arcsin\left(\frac{v \cdot tg\beta}{2 \cdot r_x}\right) = \frac{2 \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot 5}{100} \cdot \arcsin\left(\frac{0.15 \cdot tg32}{2 \cdot 15}\right) = 24{,}99 \text{ MPa} \qquad (5.15)$$

Se poate calcula raportul σ_{max}/τ_{max}:

$$\frac{\sigma_{max}}{\tau_{max}} = \frac{315}{24{,}99} = 12{,}6 \qquad (5.16)$$

Calculul tensiunii normale şi a tensiunii tangențiale la solicitarea epruvetei prin oboseală compusă de tracțiune-torsiune utilizând cama cu unghi de 26^0

Pentru un alt raport se poate utiliza altă camă cu un unghi de înclinare β diferit. De exemplu, pentru un unghi de 26^0 calculele anterioare vor diferi dar în ceea ce priveşte tensiunea tangențială, presupunând în continuare deplasare a axului central cu 0,15 mm.

În cele ce urmează se prezintă aceste calcule.

$$BC = v \cdot tg\beta = 0{,}15 \cdot tg(26) = 0{,}0731 \qquad (5.17)$$

unde care β este unghiul de înclinare al camei, iar pe de altă parte:

$$\sin\frac{\varphi}{2} = \frac{BC}{2} \cdot \frac{1}{r_x} = \frac{0{,}0731}{2} \cdot \frac{1}{15} = 0{,}00243 \qquad (5.18)$$

de unde rezultă:

$$\varphi = 2 \cdot \arcsin(0{,}00312) = 0{,}279^0 \qquad (5.19)$$

Tensiunea tangențială intrdusă în epruvetă:

$$\tau_{max} = \frac{2G \cdot r}{l_0} \cdot \arcsin\left(\frac{v \cdot tg\beta}{2 \cdot r_x}\right) = \frac{2 \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot 5}{100} \cdot \arcsin\left(\frac{0.15 \cdot tg26}{2 \cdot 15}\right) = 19{,}51 \text{ MPa} \qquad (5.20)$$

Se poate calcula raportul σ_{max}/τ_{max};

$$\frac{\sigma_{max}}{\tau_{max}} = \frac{315}{19{,}51} = 16{,}14 \qquad (5.21)$$

Astfel, pe baza preluării deplasării v de la maşina de încercat şi a măsurătorilor şi determinărilor amintite, se pot calcula tensiunea normală (maximă) şi tensiunea tangenţială (maximă) la solicitarea epruvetei prin oboseală compusă de tracţiune-torsiune.

CONCLUZII

Prezentul dispozitiv se aplică în domeniul încercărilor mecanice pentru determinarea limitei la oboseală prin solicitarea compusă de tracţiune-torsiune, τ_{echR}. Caracteristicile dispozitivului, în raport cu alte posibilităţi de determinare a aceleiaşi mărimi, o reprezintă simplitatea, utilizând ideea originală de utilizare a unei came fixe şi rigide care să oblige axul central ca, odată cu mişcarea de translaţie primită de la maşina de încercat să execute şi o mişcare de rotaţie, obligat fiind de canalul înclinat din camă. Ambele mişcări vor fi transmise epruvetei elastice, inducând în aceasta atât o tensiune normală cât şi o tensiune tangenţială. Tensiunile normală şi tangenţială se calculează cu relaţiile (2.10) şi (2.18) în care se regăsesc: forţa citită de la maşina de încercat, unghiul de înclinare al camei, braţul forţei ce introduce moment de torsiune precum şi diametrul epruvetei încercate.

Prin schimbarea camei cu canale având înclinaţii diferite se pot obţine rapoarte diferite între tensiunea normală şi cea tangenţială.

Solicitarea compusă prin oboseală ciclică de tracţiune-torsiune obţinută cu ajutorul acestui dispozitiv se va realiza, pentru ambele solicitări, după un ciclu pulsant pozitiv.

In concluzie, dispozitivul prezentat în cadrul acestei lucrări, este simplu şi *adaptabil maşinii universale de încercat de tip pulsator*, eliminându-se posibilitatea utilizării de *maşini special construite* în acest scop, pe baza utilizării unei maşini universale ce furnizează parametri de încercare precişi se pot determina tensiunile tangenţială şi normală din probă, care, alături de numărul de cicluri, formează un punct de coordonate din diagrama Wöhler. In plus, prin schimbarea camelor cu unele având canale cu unghi de înclinare diferit, se pot obţine rapoarte diferite între tensiunea normală şi cea tangenţială.

Bibliografie

1. AMZA Gh., „Tehnologia materialelor – proiectarea proceselor tehnologice„ Editura BREN, Bucureşti, 2001

2. ANTONESCU N. N., Nae I., Ionescu C. G., „Tehnologia fabricării utilajului tehnologic - îndrumar de lucrări practice”, Precizia prelucrărilor mecanice în construcţia de maşini, Editura Universităţii din Ploieşti, Ploieşti, 2004

3. ANTONESCU N.N., Nae I., Drumeanu A. C., Petrescu M. G., Ionescu C. G., Lăzărescu G., „Toleranţe şi control dimensional”, vol. I, II, Editura Universităţii din Ploieşti, 1999

4. ANTONESCU N. N., Minescu M., Nae I., „Tehnologia construcţiei utilajelor şi maşinilor - îndrumar de lucrări practice”, Editura Universităţii din Ploieşti, 1997

5. BABEU T, „ Rezistenţa Materilelor”, Lito. I.P. “T. V.” Timişoara, 1980

6.BELEAEV N. M, „ Rezistenţa Materialelor” Vol. I-II, Ed. Tehnică, Bucureşti. 1956
7.BIA C, ILLE V, SOARE M, „Rezistenţa Materialelor şi Teoria Elasticităţii”, Ed. Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1983
18. HAJDU I, „Rezistenţa Materialelor”, Lito I.P. “T.V.”, Timişoara, 1983
19. MOCANU D.R, „Rezistenţa Materialelor”, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1980
20. MOCANU, F., „Rezistenta Materialelor”, Vol. II, pdf
21. NEACSU M., PETRESCUM. G., Nae I., „Maşini-unelte şi prelucrări prin aşchiere – Elemente de teoria aşchierii”, Editura Universităţii din Ploieşti, 2001
22. PETRESCU M. G., NAE I., „Maşini-unelte şi prelucrări prin aşchiere”, Editura Universităţii din Ploieşti, Ploieşti, 2004
23. TRIPA, P., „Rezistenta materialelor”, Editura Mirton, Timisoara, 2001
24.TRIPA, P., HLUSCU M., „Rezistența Materialelor-Noțiuni Fundamentale și Aplicații”, Editura Mirton, Timişoara, 2007
25. TRIPA P. „Rezistenţa Materialelor”, Vol. I, Editura Mirton, Timişoara, 1999
26. VOINEA R, VOICULESCU D, SIMION F.P, „Introducere în mecanica solidului cu aplicaţii în inginerie”, Ed. Academiei R.S.R., Bucureşti, 1989
27. ZECHERU, Gh., DRAGHICI, Gh., „Elemente de ştiinţe şi ingineria materialelor”, vol. 1 şi 2, Editura ILEX şi Editura Universităţii din Ploieşti, 2001
28. ZECHERU Gh., „Tehnologia materialelor”, Partea I şi II, I.P.G. Ploieşti, 1987

Sursa internet:

1.https://ro.scribd.com/document/126893375/Deformarea-Plastica-Si-Ruperea-Materialelor-Metalice
2. http://www.scritub.com/tehnica-mecanica/RUPEREA-PRIN-SOLICITARE-LA-OBO61973.php